

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

"DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA FABRICAR ENVASES  
BIODEGRADABLES A PARTIR DE ESPECIES VEGETALES"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Lourdes Tamara Albán Arboleda

Nixon Stick Alvia Alvarado

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

## **AGRADECIMIENTOS**

*Agradezco a Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, a mis padres por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, y la motivación constante y a mis tutores de tesis por su tiempo y asesoría compartida para la elaboración de esta tesis.*

*Nixon Alvia A.*

*Agradezco a todos aquellos involucrados en el desarrollo de esta tesis y muy especialmente a mi familia.*

*Tamara Albán A.*

## DECLARACIÓN EXPRESA

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

Lourdes Albán Arboleda

Nixon Alvia Alvarado


Livingston Castro Valladares, MSc.

Francis Loayza Paredes, Ph.D.

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



Nixon Alvia Alvarado  
Autor 1

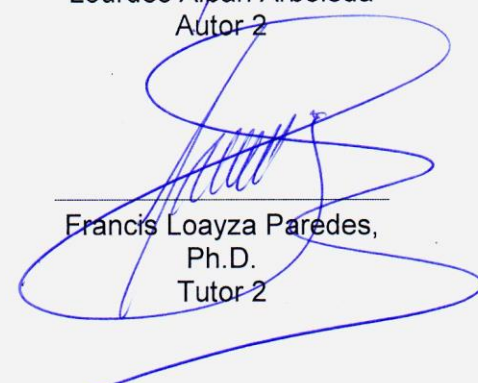
  

---

Livingston Castro  
Valladares, MSc.  
Tutor 1



Lourdes Albán Arboleda  
Autor 2

---

Francis Loayza Paredes,  
Ph.D.  
Tutor 2

## RESUMEN

El presente documento detalla el diseño de una máquina para la elaboración de envases biodegradables a partir de especies vegetales. Para la realización del proyecto se usó como materia prima la hoja de achira debido a que es usada comúnmente en la elaboración de platos típicos del Ecuador y a su fácil disponibilidad en el mercado. El accionamiento principal de la máquina es realizado de forma neumática, eliminando el uso de grasas y lubricantes que podrían comprometer la calidad del producto.

En base a la investigación teórica y los cálculos realizados, se establecieron como condiciones de operación una temperatura de calentamiento de 83 °C, una fuerza aproximada de 205 N y un tiempo de 15 segundos para realizar el prensado de la hoja y otorgarle la forma deseada.

El calentamiento de la hoja se realiza mediante resistencias eléctricas incorporadas en el juego de matriz y punzón de la máquina y la temperatura es controlada mediante un sensor infrarrojo. El tiempo de prensado, la fuerza, y la carrera realizada por el cilindro neumático se regulan mediante un circuito neumático-eléctrico controlados principalmente por una electroválvula y un final de carrera.

Mediante el diseño propuesto se logró optimar los diseños de máquinas existentes para la elaboración de este tipo de envases, permitiendo regular las condiciones de operación de la máquina y automatizarle el proceso.

**Palabras claves:** prensa neumática, platos biodegradables, especies vegetales

## ***ABSTRACT***

This document details the design of a machine for the production of biodegradable containers made of vegetable species. for the project execution, the achira leaf was used as raw material because it is commonly used on ecuador's typical food of and so it is easy to find in the market. the main drive of the machine is is made from a pneumatic circuit, eliminating the use of greases and lubricants that could compromise the quality of the product.

Based on the theoretical research and the calculations performed, a heating temperature of 83 ° C, an approximate force of 205 N and a time of 15 seconds were established as operating conditions to perform the pressing of the sheet and give it the desired shape.

The heating of the leaf is carried out by electrical resistors incorporated in the die and punch set of the machine and the temperature is controlled by an infrared sensor. The pressing time, the force, and the stroke made by the pneumatic cylinder are regulated by a pneumatic-electric circuit controlled mainly by a solenoid valve and a limit switch.

Through the proposed project it was possible to optimize the designs of existing machines for the elaboration of this type of containers, allowing to regulate the operating conditions of the machine and automate the process.

**Keywords:** pneumatic press, biodegradable bowls, plant species

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	3
1.2.1 Objetivo General.....	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
1.3 Marco teórico.....	4
1.3.1 Proceso de fabricación de envases biodegradables.....	4
1.3.2 Tipos de materia Prima.....	6
1.3.3 Consideraciones durante el proceso de Diseño.....	7
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología.....	9
2.1 Identificación de las alternativas de diseño.....	10
2.2 Selección de Alternativas.....	10
2.3 Diseño de forma.....	12
2.3.1 Selección de diseño de forma.....	13
2.4 Materia Prima.....	16

2.5	Cálculos.....	17
2.5.1	Análisis de fuerzas.....	17
2.5.2	Diseño de Sistema Neumático.....	22
2.5.3	Diseño de matriz y punzón .....	29
2.5.4	Circuito de temperatura .....	32
2.5.5	Diseño estructural.....	34
2.5.6	Diseño de juntas empernadas .....	45
2.5.7	Diseño de soldadura para las columnas .....	49
CAPÍTULO 3.....		51
3.	Resultados.....	51
3.1	Diseño de forma .....	51
3.2	Análisis de Fuerzas .....	52
3.3	Diseño de sistema neumático .....	55
3.1	Diseño de matriz y punzón .....	57
3.2	Potencia de calentamiento .....	58
3.3	Diseño estructural.....	61
3.4	Juntas empernadas .....	70
3.5	Análisis económico.....	72
CAPÍTULO 4.....		76
4.	Discusión y Conclusiones.....	76
4.1	Conclusiones.....	80
4.2	Recomendaciones.....	82
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		
APÉNDICE A		
APÉNDICE B		

APÉNDICE C

APÉNDICE D

APÉNDICE E

APÉNDICE F

APÉNDICE G

APÉNDICE H

APÉNDICE I



## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
ISO	International Organization for Standardization
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización

## SIMBOLOGÍA

m	Metro
mm	milímetro
um	micra
Pa	Pascales
MPa	Megapascales
N	Newtons
Pd	Fuerza de embutición
d	diámetro de la matriz
e	espesor de lámina
K <sub>ct</sub>	resistencia a la tracción
R	relación de embutido
D	diámetro del disco
Q	gasto de aire en actuadores
M <sub>max</sub>	Momento máximo
V	Fuerza cortante
$\sigma_{max}$	Esfuerzo de flexión máximo
$\tau_{max}$	Esfuerzo cortante máximo
$\sigma'$	Esfuerzo de Von Mises
S <sub>ut</sub>	Resistencia a la tensión mínima
S <sub>e</sub>	Resistencia a la fatiga
S <sub>e'</sub>	Resistencia a la fatiga corregida
$\sigma_a$	Esfuerzo nominal medio
$\sigma_m$	Esfuerzo residual medio
K <sub>f</sub>	factor de concentración de esfuerzo
S <sub>y</sub>	Esfuerzo de fluencia
E	Módulo de Young
L <sub>e</sub>	Longitud efectiva
r	radio de giro
S <sub>p</sub>	resistencia de prueba
A <sub>t</sub>	área transversal del perno

$F_i$	precarga inicial
$C$	constante de rigidez de la junta
$P$	fuerza aplicada sobre el perno
$K_b$	constante de rigidez del perno
$K_m$	constante de rigidez del material
$L_t$	longitud roscada del perno
$N_f$	factor de seguridad por fatiga
$n_{frs}$	factor de seguridad de soldadura
$n_{fr}$	factor de seguridad de metal base
$t$	espesor de soldadura
$L$	Longitud de soldadura
$n$	número de cordones
$w$	ancho de soldadura

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.-	Esquema del proceso de fabricación de envases biodegradables.....	6
Figura 2.1.-	Diagrama de flujo de la metodología de diseño aplicada.....	9
Figura 2.2.-	Propuestas de diseños de forma realizados .....	13
Figura 2.3.-	Diseño del envase biodegradable a embutir.....	19
Figura 2.4.-	Esquema del recipiente embutir para la obtención del diámetro D...	19
Figura 2.5.-	Diagrama de cuerpo libre del punzón.....	20
Figura 2.6.-	Diagrama de presión-fuerza para el dimensionamiento del cilindro neumático.....	22
Figura 2.7.-	Diagrama de pandeo para el dimensionamiento del vástago del cilindro neumático.....	23
Figura 2.8.-	Normas aplicables a los cilindros neumáticos en función del diámetro del émbolo y la carrera.....	24
Figura 2.9.-	Esquema del circuito neumático.....	26
Figura 2.10.-	Circuito de control de sistema neumático.....	27
Figura 2.11.-	Diseño del punzón .....	29
Figura 2.12.-	Diseño de la matriz.....	30
Figura 2.13.-	Esquema de acoplamiento del punzón de la máquina.....	30
Figura 2.14.-	Esquema de acoplamiento de matriz, resistencia eléctrica y placa superior de la máquina.....	31
Figura 2.15.-	Simulación de flujo de temperatura a 200W de potencia de la matriz.....	31
Figura 2.16.-	Simulación de flujo de temperatura a 200W de potencia del punzón.....	32
Figura 2.17.-	Circuito de control de temperatura.....	32
Figura 2.18.-	Partes que conformarán la estructura de la máquina.....	34
Figura 2.19.-	Diagrama de cuerpo libre de la placa superior de la máquina.....	35
Figura 2.20.-	Esquema de estructura base.....	41
Figura 2.21.-	Diagrama de placa de estructura base.....	42
Figura 2.22.-	Diagrama de fuerzas de viga configuración 1.....	43

Figura 2.23.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 2.....	44
Figura 2.24.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 3.....	44
Figura 2.25.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 4.....	44
Figura 2.26.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 5.....	45
Figura 3.1 - Diseño de forma de prensa.....	51
Figura 3.2.- Distribución de esfuerzos a lo largo de la lámina.....	53
Figura 3.3.- Deformación a lo largo de la lámina .....	53
Figura 3.4.- Distribución de esfuerzos a lo largo de la lámina.....	54
Figura 3.5.- Deformación a lo largo de la lámina.....	54
Figura 3.6.- Resultados de simulación de cilindro neumático con un tiempo de posicionamiento de 1s y longitud de carrera de 200mm.....	56
Figura 3.7.- Relación temperatura- tiempo del punzón con resistencia de 200W.....	57
Figura 3.8.- Relación temperatura- tiempo del punzón con resistencia de 400W.....	57
Figura 3.9.- Relación temperatura- tiempo de la matriz con resistencia de 200W.....	58
Figura 3.10.- Relación temperatura- tiempo de la matriz con resistencia de 400W.....	58

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.-	Temperaturas y tiempos óptimos para la elaboración de recipientes usando hojas de areca.....	8
Tabla 2.1.-	Alternativas de diseño de la máquina.....	10
Tabla 2.2.-	Alternativas de diseño con sus respectivos criterios y pesos ponderados.....	11
Tabla 2.3.-	Valores asignados a la importancia de criterios.....	12
Tabla 2.4.-	Alternativas seleccionadas mediante matrices de decisiones.....	12
Tabla 2.5.-	Matriz de decisión para selección del diseño de forma.....	14
Tabla 2.6.-	Propiedades mecánicas del sánduche.....	17
Tabla 2.7.-	Valores usados para el cálculo de la fuerza de embutición.....	18
Tabla 2.8.-	Valores usados para el cálculo del diámetro D.....	20
Tabla 2.9.-	Tabla selectora de sistema de dos etapas (Presión Máxima 175 lbs/pulg <sup>2</sup> ).....	25
Tabla 2.10.-	Fuerza cortante y momento flector producidos en cada configuración.....	45
Tabla 3.1.-	Dimensiones del cilindro del sistema neumático.....	55
Tabla 3.2.-	Resultados obtenidos del sistema neumático.....	57
Tabla 3.3.-	Resultados obtenidos para el calentamiento del punzón a 150 °C...	57
Tabla 3.4.-	Resultados obtenidos para el calentamiento de la matriz a 150 °C..	58
Tabla 3.5.-	Relación temperatura- tiempo del Punzón.....	60
Tabla 3.6.-	Relación temperatura- tiempo de la matriz.....	61
Tabla 3.7.-	Peso de elementos principales de prensa.....	61
Tabla 3.8.-	Análisis estático realizado a la placa superior.....	62
Tabla 3.9.-	Análisis de fatiga realizado a la placa superior.....	62
Tabla 3.10.-	Análisis estático realizado a la viga superior.....	63
Tabla 3-11.-	Análisis de fatiga realizado a la viga superior.....	63
Tabla 3.12.-	Características de las columnas de la máquina.....	64
Tabla 3.13.-	Características de las guías.....	65

Tabla 3.14.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de placa de estructura base con actuador en posición inicial.....	63
Tabla 3.15.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de vigas de estructura base con actuador en posición inicial.....	64
Tabla 3.16.- Relación entre carga crítica de pandeo y la carga aplicada de la columna con actuador en posición inicial.....	65
Tabla 3.17.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de placa de estructura base con actuador en posición final.....	65
Tabla 3.18.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de vigas de estructura base con actuador en posición final.....	66
Tabla 3.19.- Relación entre carga crítica de pandeo y la carga aplicada de la columna con actuador en posición inicial.....	66
Tabla 3.20.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis por fatiga de placa de estructura base.....	67
Tabla 3.21.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis por fatiga de platinas de estructura base.....	67
Tabla 3.22.- Características de estructura base.....	68
Tabla 3.23.- Factor de seguridad de junta empernada de las columnas.....	68
Tabla 3.24.- Factor de seguridad de junta empernada punzón-porta punzón.....	69
Tabla 3.25.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la matriz.....	69
Tabla 3.26.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la matriz.....	70
Tabla 3.27.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la prensa.....	70
Tabla 3.28.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la prensa.....	71
Tabla 3.29.- Costos de materiales.....	71

Tabla 3.30.- Costos de diseño.....	72
Tabla 3.31.- Costos de fabricación de matriz y punzón.....	73
Tabla 3.32.- Costos adicionales en la fabricación de la máquina.....	73
Tabla 3.33.- Costo total.....	73



## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Prensa Neumática
PLANO 2	Despiece de prensa neumática
PLANO 3	Placa superior
PLANO 4	Estructura
PLANO 5	Placa base
PLANO 6	Estructura Base
PLANO 7	Punzón de embutición
PLANO 8	Matriz de embutición
PLANO 9	Porta punzón
PLANO 10	Escuadra de montaje
PLANO 11	Resistencias eléctricas
PLANO 12	Soporte de sensor superior
PLANO 13	Soporte de sensor inferior

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Los envases desechables son aquellos envases que han sido creados para utilizarse en ocasiones de corta duración, en la mayoría de los casos estos recipientes son productos de un solo uso, es decir que luego de utilizarse son desechados. Uno de los recipientes desechables más utilizados son los platos plásticos usualmente fabricados de espuma o poliestireno el cual es un polímero a partir de petróleo.

En la actualidad es muy común el uso de platos y envases desechables y generalmente son utilizados en eventos sociales, empresariales o familiares, además son utilizados en la venta de comida rápida y para envasar carnes en los supermercados, es decir que son utilizados en gran cantidad.

Sin embargo, una de las desventajas de este tipo de envases es que no se reciclan ni biodegradan por lo que sus residuos generalmente se destruyen en pequeños trozos que contaminan el medio ambiente. Además, investigaciones recientes han afirmado que los productos químicos de los envases y recipientes plásticos se filtran en los alimentos y bebidas cuando están expuestos a temperaturas altas como es el caso de los microondas, lo que podría ocasionar graves problemas en la salud de las personas. (Cancer Research UK, s.f.).

### 1.1 Descripción del problema

La basura plástica es una de las grandes amenazas a las que se enfrenta el medio ambiente. Su uso indiscriminado y su poco rentable reciclaje, hace del plástico uno de los contaminantes más letales de nuestro planeta.

Uno de los mayores contaminantes de desechos plásticos, corresponde a los envases de espuma o poliestireno; según el World Economic Forum se desechan el 95% de los envases descartables, lo cual afecta al medio ambiente ya que cada año 8 millones de toneladas de esos plásticos acaban en el mar debido a que solo

el 14% de estos plásticos son reciclables hoy en día; además el 90% del plástico que se produce a nivel mundial proviene de pozos vírgenes de petróleo lo cual representa un 6% del petróleo consumido a nivel mundial; siendo una fuente adicional de contaminación que afecta al cambio climático.

Preocupados por la gran cantidad de utensilios de espuma de poliestireno de un solo uso utilizados para servir los alimentos, se ha generado un particular interés por parte de la industria en la creación de productos biodegradables.

Se conoce que en varias partes del mundo las hojas de plantas han sido utilizadas para servir alimentos, en Ecuador diferentes platos tradicionales del país como el tamal, huma, quimbolito, bollo de pescado o ayampaco se preparan con hojas de distintos tipos que envuelven masas y que contribuyen a dar un sabor especial; y que una vez cocinados son servidos sobre estas mismas hojas.

En India las hojas de las plantas son utilizadas como materia prima para el formado de diferentes artículos como platos, bandejas etc. para servir alimentos; estos recipientes hechos de hojas de plantas poseen la ventaja de ser biodegradables y amigables con el ambiente y su elaboración no utiliza aditivos sintéticos, colorantes artificiales ni pegamento.

La mayor parte de la producción de estos recipientes se realiza de manera semi artesanal especialmente en India, pero hoy en día debido a la actual corriente de consumo de productos ecológicos a nivel mundial, han surgido empresas que han desarrollado tecnologías que permite la fabricación de estos envases de manera automatizada, logrando recipientes fabricados por hojas de plantas con mejor calidad y acabados. Una de estas empresas es Leaf Republic, la cual es una empresa pionera en Alemania en desarrollar materiales para empaques de alimentos y artículos de mesa desechables hechos únicamente de hojas de árboles.

En la India la producción de estos envases es de aproximadamente 4,5 millones de platos y 90 millones de tazones al año [5] y a raíz de esta gran demanda, se han desarrollado patentes y máquinas que facilitan la elaboración de este tipo de envases, sin embargo, gran parte de estas máquinas son manuales por lo que

requieren la fuerza aplicada por un operador, y en algunos casos la operación de esta máquina resulta dificultosa.

En este documento se detalla el diseño de una máquina que permita la fabricación de envases a partir de hojas de especies vegetales, tomando en consideración el tipo de hoja a utilizar, y las condiciones óptimas de operación; dado que las propiedades mecánicas de las hojas son diferentes acorde el tipo de especie vegetal utilizada, variando los parámetros de presión, temperatura y velocidad de trabajo aplicados durante la fabricación; todo esto con el fin de obtener un producto final que posea buena estabilidad dimensional, una resistencia equivalente a otros materiales plásticos; y que sea amigable con el medio ambiente.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo General**

Diseñar una máquina para construir envases biodegradables a partir de hojas de plantas.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- i. Determinar las condiciones de operación óptimas para realizar la fabricación de envases biodegradables en función de las características del tipo de hoja a usar.
- ii. Diseñar los elementos mecánicos de la máquina.
- iii. Definir tipos de sistema de generación de energía con los respectivos sensores y actuadores a usar.
- iv. Elaboración de planos de fabricación y ensamble, considerando los materiales disponibles en el mercado local.
- v. Elaboración de modelo 3D de la máquina a diseñar.

## **1.3 Marco teórico**

### **1.3.1 Proceso de fabricación de envases biodegradables**

Al ser un producto biodegradable, se pretende que las hojas utilizadas para la elaboración de estos envases no causen un impacto negativo en el medio ambiente. Una vez obtenidas las hojas se debe realizar la selección de aquellas que se encuentran en buenas condiciones.

Las hojas recolectadas deben tener las siguientes características:

- En el caso de hojas secas estas deben alcanzar un punto de humedad en el que no se agrieten y puedan doblarse 180 grados.
- Espesor de las hojas debe ser entre 0.4 mm [3] y 3mm. (Technology Facilitation Centre, 2014)
- Poseer buena resistencia a la tracción sobre todo en sentido transversal. (P Kalita, 2008)

El proceso de fabricación consta de las siguientes etapas:

#### **Lavado:**

Las hojas son lavadas colocándolas bajo un chorro de agua a presión luego pasan por un túnel en el que se burbujea vapor a una presión de 0.5 a 1 kg/cm<sup>2</sup> para ser esterilizadas (P Kalita, 2008) y posteriormente son secadas; en el caso de hojas secas, estas deben sumergirse en agua entre 10 y 30 minutos hasta obtener la flexibilidad necesaria y luego se mantienen en una bolsa de polietileno para evitar el secado antes de su uso (Phoenix Products, s.f.).

#### **Obtención de láminas**

En el caso de hojas grandes, se retira la nervadura y se recortan en láminas según el tamaño requerido. En el caso de hojas pequeñas estas son unidas unas con otras por sus bordes. La unión se realiza cociéndolas con hilo utilizando una máquina de coser o grapándolas manualmente utilizando ramas delgadas o fibras como lo son: fibra de coco, palos de bambú, fibra de palmera (P Kalita, 2008).

Las láminas deben ser desinfectadas tratándolas por unos minutos en solución de hipoclorito de sodio para eliminar la carga micro bacteriana inicial (Central Food Technological Research Institute). En el caso de hojas finas para que el producto tenga más rigidez se coloca una lámina de papel o cartón impermeable y biodegradable entre dos láminas de hojas de planta las cuales son pegadas al cartón utilizando almidón de yuca para luego ser secadas en un horno.

### **Prensado**

Las láminas son prensadas para darle al recipiente la forma, la rigidez y la firmeza necesaria. La lámina se coloca sobre la matriz de la prensa, para ser presionada y se libera después de unos segundos.

### **Variables durante el prensado**

*Temperatura:* La temperatura de matriz-punzón varía según el porcentaje de humedad de la hoja y el tamaño del producto (P Kalita, 2008). La temperatura aplicada no solo seca y fija la hoja en la forma deseada, sino que también destruye los microorganismos de la superficie lo cual hace de este un proceso higiénico (UNITED STATES Patente nº US7270522 B2, 2007).

*Tiempo:* el tiempo de prensado varía según el tamaño del producto y por lo tanto de la temperatura aplicada, además del grosor de la hoja. Entre 5-10 segundos para una hoja delgada y 20-30 segundos para hojas gruesas. (P Kalita, 2008)

*Fuerza/Presión:* la presión a aplicarse dependerá de la temperatura aplicada y del grosor y rigidez de la lámina.

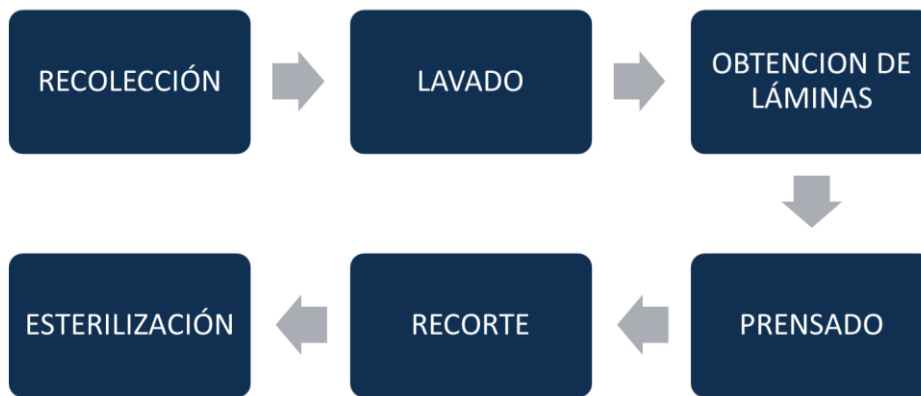
### **Recorte**

Si la prensa posee un cortador incorporado, la maquina recorta los bordes de las hojas durante el prensado, si no posee cortador luego de prensar se retira el recipiente y se recortan los bordes de manera manual.

## **Esterilización**

Finalmente, los platos se pasan por un túnel de radiación UV por un lapso de 1-3 minutos para eliminar todo tipo de microorganismos. (UNITED STATES Patente nº US7270522 B2, 2007)

El producto obtenido se biodegrada en un periodo de 28 días en caso de que se desee prolongar su tiempo de vida se les agrega un conservante antes de ser empaquetados. (Leaf Republic, s.f.)



**Figura 1.1 Esquema del proceso de fabricación de envases biodegradables**

Fuente: Albán, Alvia, 2015.

Elaboración propia.

### **1.3.2 Tipos de materia Prima**

Los tipos de hoja utilizados varían según la región geográfica de producción de este tipo de recipientes.

En Tailandia las hojas más utilizadas son:

- Petchara Chaowarat
- Tectona grandis
- Ficus benghalensis

En India las hojas utilizadas son;

- Hojas secas de árbol de plátano

- Beautia
- Butea frondoza (hojas secas),
- Bauhinia, hojas de palma de areca. (Departament of Science & Technology Government of India, 2007)

Entre las especies vegetales anteriormente mencionadas, en Ecuador se pueden encontrar

- Tectona Grandis (hoja del árbol de Teca),
- Hojas secas de árbol de plátano y
- hojas de palma de areca

Sin embargo, estas especies no son cosechadas en abundancia haciendo difícil encontrarlas.

Entre las especies vegetales usualmente utilizadas en la gastronomía ecuatoriana se encuentran las **hojas de bijao** utilizadas para preparar maito un plato tradicional del Oriente con pollo o pescado, esta especie crece generalmente en zonas tropicales, por lo que también se utiliza para preparar alimentos en la costa ecuatoriana. Alimentos como los tamales, quimbolitos, se preparan en la parte Sierra del país utilizando **hojas de achira**; las hojas de achira son fáciles de encontrar puesto que son comercializadas en las grandes cadenas de supermercados del país.

### **1.3.3 Consideraciones durante el proceso de Diseño**

#### **Diseño del cortador**

En el estudio realizado por Kalita y sus colaboradores (P Kalita, 2008), se detallan la elaboración dos cortadores, un cortador de 16 cm de diámetro y otro de 19,3 cm de diámetro, y se observó que el desempeño de ambos cortadores fue muy efectivo cuando ángulo de la hoja de los cortadores oscilaba entre 35-40°, el material utilizado fue C40 o EN 28 y el soporte o base del cortador de acero dulce.



## Temperatura y tiempo

En el estudio realizado por Kalita y colaboradores (P Kalita, 2008), se detallan las condiciones de tiempo y temperatura óptimas para la máquina de prensa con palanca de pie y la máquina con sistema de piñón y cremallera. Basados en este estudio, se establece que en general para una buena calidad de producto, se encontraron las siguientes temperaturas óptimas:

**Tabla 1.1.- Temperaturas y tiempos óptimos para la elaboración de recipientes usando hojas de areca**

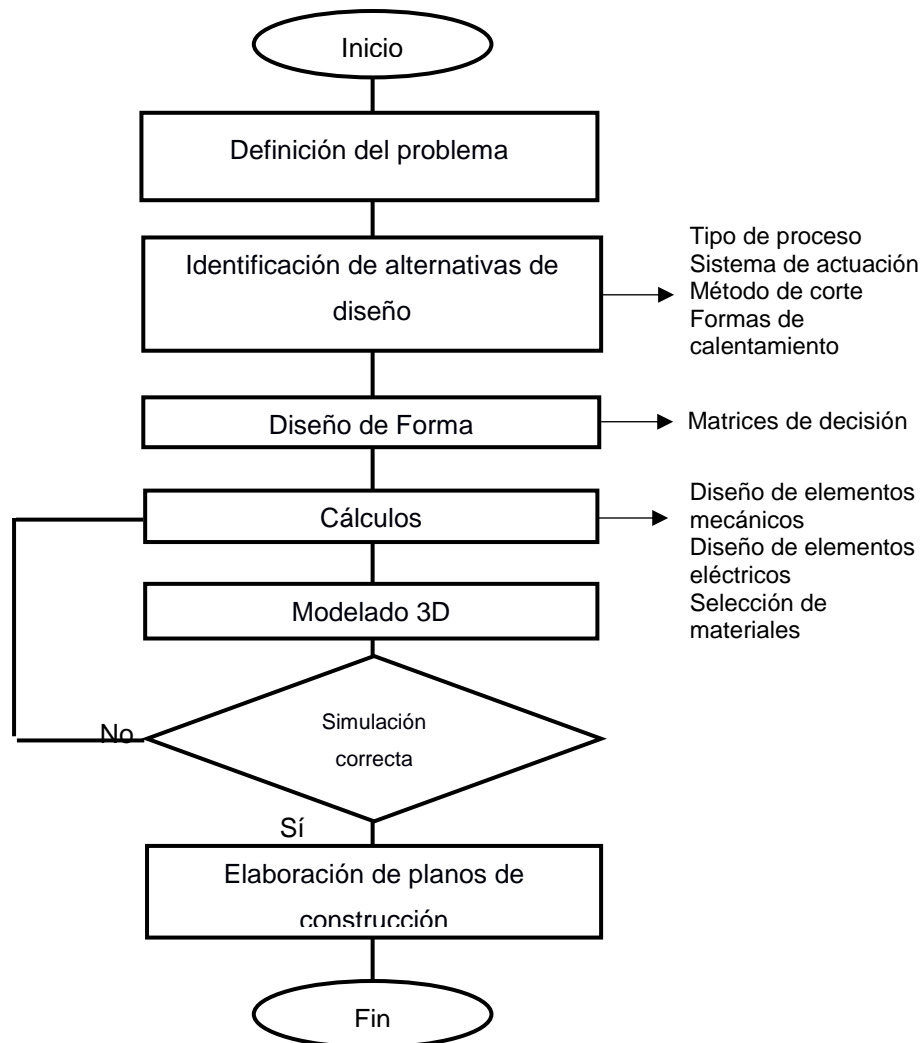
	<b>Máquina 1</b>	<b>Máquina 4</b>
<b>Temperatura del punzón:</b>	110-115 °C	100-108 °C
<b>Temperatura de la matriz:</b>	35-40 °C	35-40 °C
<b>Tiempo de operación:</b>	60-90 s	60 s
<b>Contenido de humedad de hoja de areca</b>	14-17%	14-18%

Fuente: P Kalita, 2008.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

La metodología de diseño que se implementó para realizar este proyecto se muestra en la Figura 2.1, el cual inicia con la definición del problema, seguido del análisis de alternativas de diseño, y finaliza con la simulación y elaboración de planos de construcción de la máquina.



**Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología de diseño aplicada.**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia.

## 2.1 Identificación de las alternativas de diseño

La evaluación que se presenta a continuación se refiere a las alternativas propuestas en la fase conceptual. En este diseño se busca una máquina que permita crear envases biodegradables a partir de hoja de plantas de árboles, y posea la capacidad de regular las condiciones de operaciones dependiendo del tipo de planta.

En base a estas consideraciones, las categorías para evaluar las alternativas de diseño son las siguientes:

- Tipo de proceso
- Tipo de accionamiento
- Tipo de calentamiento
- Tipo de corte

## 2.2 Selección de Alternativas

La tabla 2.1 muestra las alternativas para el diseño de la máquina, en base a estas alternativas se procedió a realizar una matriz de decisión para seleccionar el diseño adecuado para la máquina.

**Tabla 2.1.- Alternativas de diseño de la máquina**

<b>Tipo de proceso</b>	<b>Tipo de accionamiento</b>	<b>Tipo de calentamiento</b>	<b>Tipo de corte</b>
Proceso de vacío	Accionamiento Neumático	Calentamiento por convección	Calentamiento y corte
Proceso a Presión	Accionamiento Eléctrico	Calentamiento por contacto	Formado en línea con cuchilla
Proceso Mecánico	Accionamiento Hidráulico	Calentamiento por radiación	

Fuente: Elaboración Propia

La tabla 2.2 muestra los criterios evaluados a cada alternativa de diseño, a su vez se muestran los pesos ponderados de cada criterio que se emplearon para calificar la matriz de decisión.

**Tabla 2.2.- Alternativas de diseño con sus respectivos criterios y pesos ponderados**

Tipo de proceso		Tipo de accionamiento		Tipo de calentamiento		Tipo de corte	
Criterios	Pesos	Criterios	Pesos	Criterios	Pesos	Criterios	Pesos
Mantenibilidad	0.12	Mantenibilidad	0,14	Uniformidad	0.35	Residuos generados	0,24
Producción	0.42	Salubridad	0,2	Tiempo	0.20	Presión requerida	0,10
Costo	0.17	Velocidad de Operación	0,14	Control de Temperatura	0.35	Precisión de corte	0,24
Sistemas adicionales	0.29	Potencia aplicada	0,18	Costo	0.10	Costo	0,28
		Ruido	0,11			Producción obtenida	0,14
		Instalación	0,05				
		Costo	0,18				

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Para calcular los pesos ponderados de cada criterio se utilizó el método ordinal corregido de criterios ponderados. Este método emplea tablas de comparación en el cual cada criterio de selección es comparado entre sí, asignándoles valores de acuerdo con su importancia, tal como se muestra en la Tabla 2.3.

**Tabla 2.3.- Valores asignados a la importancia de criterios**

Valor =1	Criterio a > Criterio b
Valor = 0.5	Criterio a = Criterio b
Valor = 0	Criterio a < Criterio b

Fuente: Diseño concurrente, Carles Riba, 2002

El cálculo de las matrices de decisiones se muestra en el Apéndice A, la tabla 2.4 muestra los resultados obtenidos a partir de las matrices de decisiones.

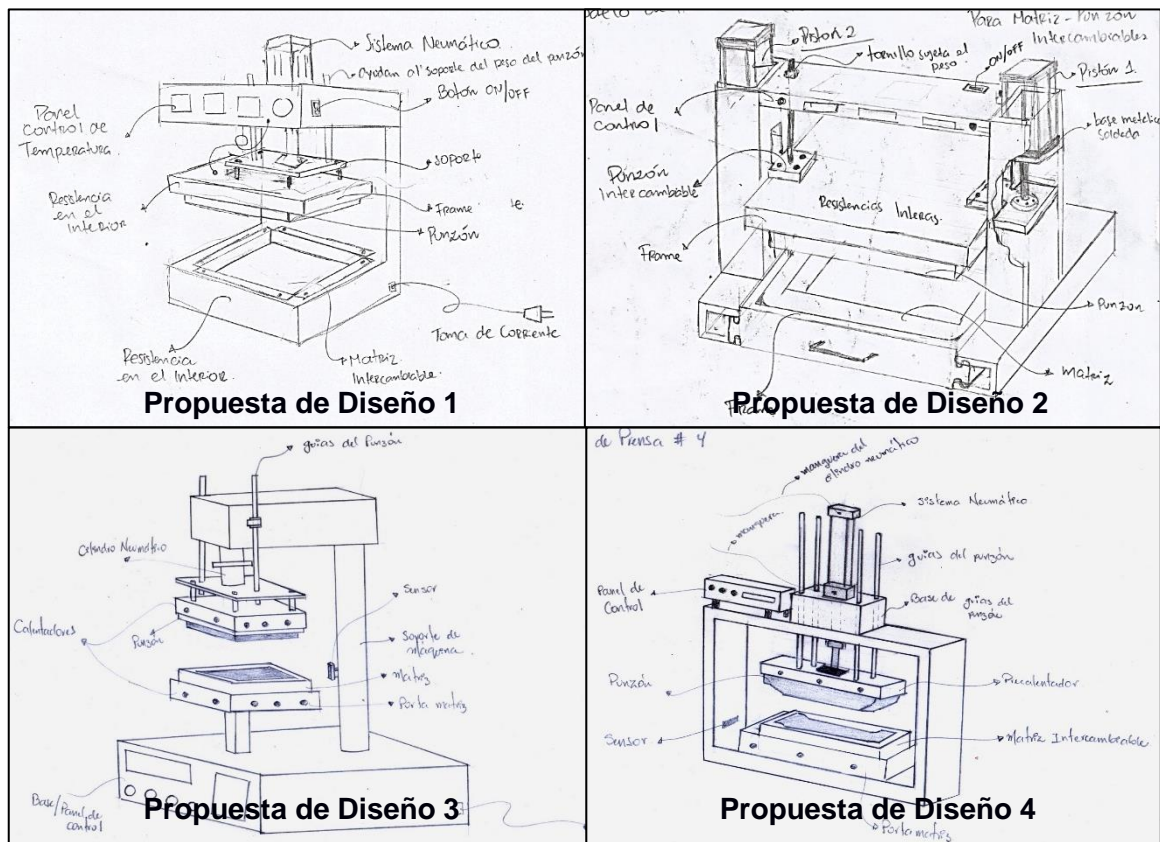
**Tabla 2.4.- Alternativas seleccionadas mediante matrices de decisiones**

<b>Tipo de proceso</b>	Proceso Mecánico
<b>Tipo de accionamiento</b>	Accionamiento neumático
<b>Tipo de calentamiento</b>	calentamiento por contacto
<b>Tipo de corte</b>	calentamiento y corte

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

### **2.3 Diseño de forma**

Definidas las alternativas de diseño, se procedió a realizar varios diseños de forma, que contengan los resultados obtenidos de las matrices de decisiones, los diseños de forma elaborados se muestran en la Figura 2.2 y la explicación de cada diseño de forma se encuentra en el Apéndice B.



**Figura 2.2 Propuestas de diseños de forma realizados**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia.

### 2.3.1 Selección de diseño de forma

Para realizar una selección adecuada del diseño de forma se usó el método de modos de falla el cual nos permite identificar las fallas potenciales del diseño de un producto. La ventaja de este método es que se encuentra estandarizado para detectar y eliminar problemas de forma sistemática ya sea de un producto o producción.

Este método toma en cuenta la severidad, frecuencia y ocurrencia del modo de falla, y las analiza bajo criterios de evaluaciones ya establecidos, de esta forma obtenemos el Número de Prioridad de Riesgo (RPN) el cual es un factor que nos permite identificar los riesgos más serios.

En general, si RPN es superior a 30 se requiere de un despliegue enfocado en el tratamiento del modo de falla y si el RPN es superior a 100 es un claro indicador de que deben implementarse acciones de prevención o corrección para evitar la ocurrencia de las fallas.

La tabla que se detalla en el Apéndice C muestra el método de modos de falla aplicado a cada sistema que conformará el diseño de nuestra máquina. Debido a que los sistemas neumáticos involucrados estarán conformados por los mismos componentes no se consideró este sistema puesto que los modos de fallo serán los mismos. Los resultados obtenidos del método de modo de falla se usaron como referencia para calificar los criterios de Manufacturabilidad y Mantenibilidad de la matriz de decisión.

Usando el método ordinal corregido de criterio ponderado, se procedió a calcular la ponderación de los criterios que se evaluaron en la matriz de decisión para la selección del diseño y se calificó la matriz de decisión para seleccionar el diseño de forma, tal como se muestra en la Tabla 2.5.

**Tabla 2.5 Matriz de decisión para selección del diseño de forma**

	<b>Ponderación</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Diseño 3</b>	<b>Diseño 4</b>
<b>Ergonomía</b>	0.13	8	5	8	5
<b>Ahorro de energía</b>	0.12	8	4	8	8
<b>Seguridad</b>	0.17	3	8	4	8
<b>Estabilidad</b>	0.19	5	9	3	7
<b>Manufacturabilidad</b>	0.17	5	2	4	8
<b>Mantenibilidad</b>	0.17	6	2	6	8
<b>Costos</b>	0.05	6	2	6	8
<b>Total</b>		5.63	4.98	4.86	7.42

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Observamos como en el criterio de ergonomía, los diseños 1 y 3 obtuvieron calificaciones iguales, puesto que los diseños son muy parecidos, y presentan la ventaja de que la hoja puede acomodarse en la matriz de forma lateral, a diferencia de los diseños 2 y 4 que presentan columnas a los lados, impidiendo así incorporar la hoja por tales lados.

En ahorro de energía, básicamente los diseño 1, 3 y 4 utilizarían la misma cantidad de energía para accionar el pistón, es por esta razón que poseen la misma calificación, mientras que el diseño 2 al poseer dos cilindros neumáticos, necesitará una mayor energía, por lo cual su calificación es más baja.

En el criterio de seguridad, como se mencionó anteriormente, utilizamos el análisis de modos de falla, de esta forma detectamos como los diseños 1 y 3 son más propensos a ser inseguros y producirse una inestabilidad debido a la forma de las estructuras mecánicas, mientras que los diseños 2 y 4 al poseer columnas laterales, le brindan mayor estabilidad a la máquina.

De igual manera que el criterio anterior, el criterio de manufacturabilidad fue calificado en base al análisis de modo de falla, observamos como el diseño 2 obtuvo más modos de fallas críticas es por esta razón que su calificación es más baja.

El criterio de mantenibilidad está relacionado a la cantidad de partes que conformaran las máquinas, ya que, a mayor cantidad de partes, mayor será el mantenimiento que se deberá realizar la máquina. La tabla que se muestra en el Apéndice C muestra un estimado de las partes que conformaran los sistemas de las máquinas, de esta forma observamos como el diseño 2 poseerá mayores partes, es por esta razón que su calificación será más baja, mientras que el diseño 4 es el que posee menor partes al poseer una estructura rectangular, por este motivo su calificación fue la más alta.

Finalmente, el criterio de costo está relacionado con los números de piezas que conformarán la máquina, ya que a mayor número de piezas a fabricar mayor será el costo de la máquina, se observa como la propuesta de diseño 2 tendrá mayor cantidad de componentes, por lo tanto, el costo de la maquinas era mayor.



En base a la matriz de decisión realizada, se optó por elegir la propuesta de diseño 4 para implementarse en este proyecto.

## **2.4 Materia Prima**

Siendo el Ecuador un país exportador de banano, resultaría factible el uso de plantas de banano para la elaboración de platos desechables, sin embargo, se conoce que a estos cultivos se les aplica continuamente fertilizantes y pesticidas químicos lo que podría comprometer no solo las propiedades de la hoja sino también la salud de las personas, por lo cual se optó por elegir otra especie vegetal para la elaboración de platos biodegradables. (Organización de la Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura, s.f.)

Se conoce que las hojas de bijao y las hojas de achira son utilizadas en grandes variedades de platos tradicionales del Ecuador. Además, la hoja de achira es muy fácil de encontrar en los supermercados a un precio accesible. En estudios realizados se evidenció que esta especie vegetal posee la humedad necesaria, así como las propiedades mecánicas necesarias para la elaboración de recipientes por lo cual será utilizada para la realización del presente trabajo.

De acuerdo con la información descrita en la sección anterior, la hoja de achira no le proporcionará la suficiente rigidez al envase biodegradable debido a su delgado espesor, por lo que se optó por añadirle una lámina biodegradable elaborada a partir de almidón de yuca, de esta forma el recipiente estará formado por una hoja de achira + lámina de almidón de yuca (AG) + hoja de achira + recubrimiento por dispersión (AEN).

Las propiedades mecánicas de este “sánduche” se registran en la Tabla 2.6 en las cuales se muestran valores de Fuerza de tracción, módulo de elasticidad (ME), porcentaje de elongación (%E) y esfuerzo de tracción (TS). Estas propiedades fueron obtenidas mediante ensayos de laboratorio realizados por los estudiantes de Ingeniería en Alimentos que forman parte del proyecto multidisciplinario.

**Tabla 2.6.- Propiedades mecánicas del sánduche**

<b>Muestra</b>	<b>Fuerza (N)</b>	<b>ME (Mpa)</b>	<b>%E</b>	<b>TS (Mpa)</b>	<b>Espesor (um)</b>
Achira	7,385	0,713	10,323	0,9	372,6
Achira+AG-AEN	5,117	0,3145	14,159	1,043	494

Fuente: Sandra Acosta, PhD

Para el espesor total de la lámina se consideró un rango de 150 micras debido a la variación en la forma de las hojas, por lo cual, el espesor final es de 1.02 mm.

## **2.5 Cálculos**

### **2.5.1 Análisis de fuerzas**

Para realizar el diseño de los elementos mecánicos necesarios para efectuar el funcionamiento de la máquina, usamos las ecuaciones que se plantean en el proceso de embutido.

Como se conoce, este proceso consiste en colocar una lámina de metal sobre un dado y luego presionarlo hacia una cavidad con ayuda de un punzón que tiene la forma en la cual quedará formada la lámina, este proceso es muy similar al que deseamos realizar, con la única diferencia que el material de la lámina es una hoja de una planta, específicamente, una hoja de achira.

Para efectuar el proceso de embutido, la fuerza ejercida por el embolo deberá superar las fuerzas para doblar y sellar la lámina (fuerza de embutido), las fuerzas de fricción que se producen entre la lámina, la matriz y el punzón y las fuerzas de presión de los sujetadores.

#### **Fuerza de embutido**

La fuerza para embutir depende principalmente del diámetro de la matriz, las dimensiones del recorte, el espesor del material y la resistencia media a los

cambios de forma. Al realizar un análisis de fuerzas durante la embutición, se obtiene que la fuerza necesaria para realizar este proceso es:

$$P_d = 2 * \pi * r * e * R_{dm} * \ln\left(\frac{R}{r}\right) \quad (1)$$

Donde:

d: diámetro de la matriz

e: espesor del chapa

R<sub>dm</sub>: resistencia a la deformación promedio

D: diámetro inicial del disco a embutir

Se observa que esta ecuación depende de la resistencia a la deformación promedio de la lámina, la cual, en el caso de los metales se encuentran registradas en tablas de acuerdo al tipo de metal que se utiliza. Sin embargo, el coeficiente R<sub>dm</sub> puede ser reemplazado por la resistencia a la tracción de la lámina, obteniendo la expresión que se muestra en la ecuación 2. (Ascamm)

$$P_d = 2 * \pi * r * e * K_{ct} * \ln\left(\frac{D}{d}\right) \quad (2)$$

Donde:

K<sub>ct</sub>: resistencia a la tracción

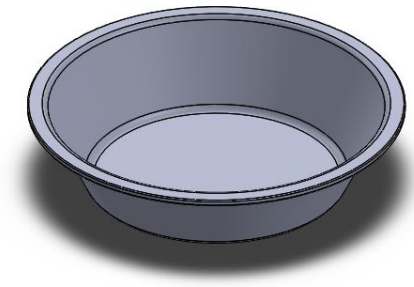
Los valores usados para calcular la fuerza de embutición se muestran en la tabla 2.7:

**Tabla 2.7 Valores usados para el cálculo de la fuerza de embutición**

Resistencia a la tracción $K_{ct}$	1,043*10 <sup>6</sup> [Pa]
Diámetro de la matriz d	0,142 [m]
Espesor	1020*10 <sup>-6</sup> [m]

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

El valor del diámetro inicial del disco D dependerá de las dimensiones del envase. En la Figura 2.3 se muestra la forma final que tendrá el recipiente biodegradable luego de ser embutido, conociendo la forma del recipiente, el diámetro “D” se determina de acuerdo con tablas que nos proporcionan la ecuación del diámetro dependiendo de la forma del envase.

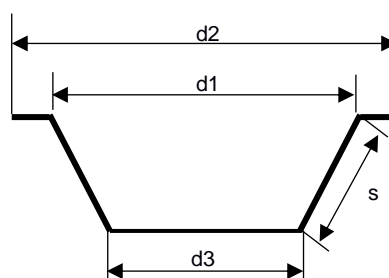


**Figura 2.3.- Diseño del envase biodegradable a embutir**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

El esquema mostrado en la Figura 2.4 representa el envase que deseamos embutir, de acuerdo con esto, la ecuación 3 nos muestra el diámetro D necesario que deberá tener la lámina para que al realizar el proceso de embutido el recipiente obtenga las dimensiones requeridas. Los planos de las dimensiones del envase a embutir pueden observarse en el Apéndice D.



**Figura 2.4.- Esquema del recipiente a embutir para la obtención del diámetro D**

Fuente: Estampado en Frio, María Rossi.

$$D = \sqrt{d_1^2 + 2s(d_1 + d_2) + d_3^2 - d_2^2} \quad (3)$$

La tabla muestra los valores usados para el cálculo del diámetro del disco D

**Tabla 2.8.- Valores usados para el cálculo del diámetro D**

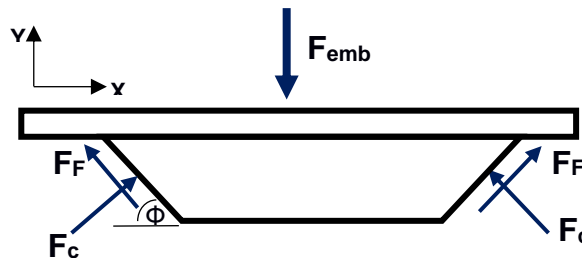
<b>d1</b>	107,06 [mm]
<b>d2</b>	120 [mm]
<b>d3</b>	83,61 [mm]
<b>s</b>	24,27 [mm]

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Una vez obtenido el diámetro D, el cálculo de la fuerza de embutición se realiza mediante la ecuación 2 descrita anteriormente.

### Fuerza de fricción

La figura 2.5 muestra el diagrama de cuerpo libre del punzón, en donde  $F_{emb}$  representa la fuerza necesaria para realizar el proceso de embutición, y  $F_c$  es la fuerza de contacto que se genera entre el punzón y la lámina.



**Figura 2.5.- Diagrama de cuerpo libre del punzón**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Haciendo sumatoria de fueras en Y, tenemos que:

$$\sum F_y = 2F_f \sin\phi + 2F_c \text{Sen}(90 - \phi) - F_{emb} = 0$$

Conociendo la fuerza de contacto, la fuerza de fricción será igual a:

$$F_f = F_c * u_k$$

Donde:

$U_k$ : coeficiente de fricción entre la hoja y el metal.

$$F_f = \frac{F_{emb}}{2\sin\phi + \frac{2\sin(90 - \phi)}{u_k}} \quad (4)$$

Debido a que no se encontró información respecto al coeficiente de fricción de la hoja de achira, se decidió usar un factor de  $U_k = 0,36$  el cual corresponde al coeficiente de fricción del césped.

### **Fuerza de sujetadores**

Los sujetadores tienen la función de sostener la lámina y evitar que se formen arrugas durante el proceso de embutido. La presión ejercida por estos sujetadores dependerá del espesor del material, el tipo de material y el tipo proceso de embutido, es decir, si es de una fase o varias fases.

Sin embargo, el uso de los sujetadores depende de la relación de embutido que se obtenga, se define la reducción de embutido  $R$  como:

$$R = \frac{D - d}{D} \quad (5)$$

De esta forma, si:

$R < 0,4$  la embutición es de una fase y sin pisador

$R > 0,4$  embutición de una fase con pisador

$R > 0,6$  embutición con pisador y varias fases

De esta forma la fuerza total,  $F_{total}$ , que se deberá ejercer sobre la hoja será igual a:

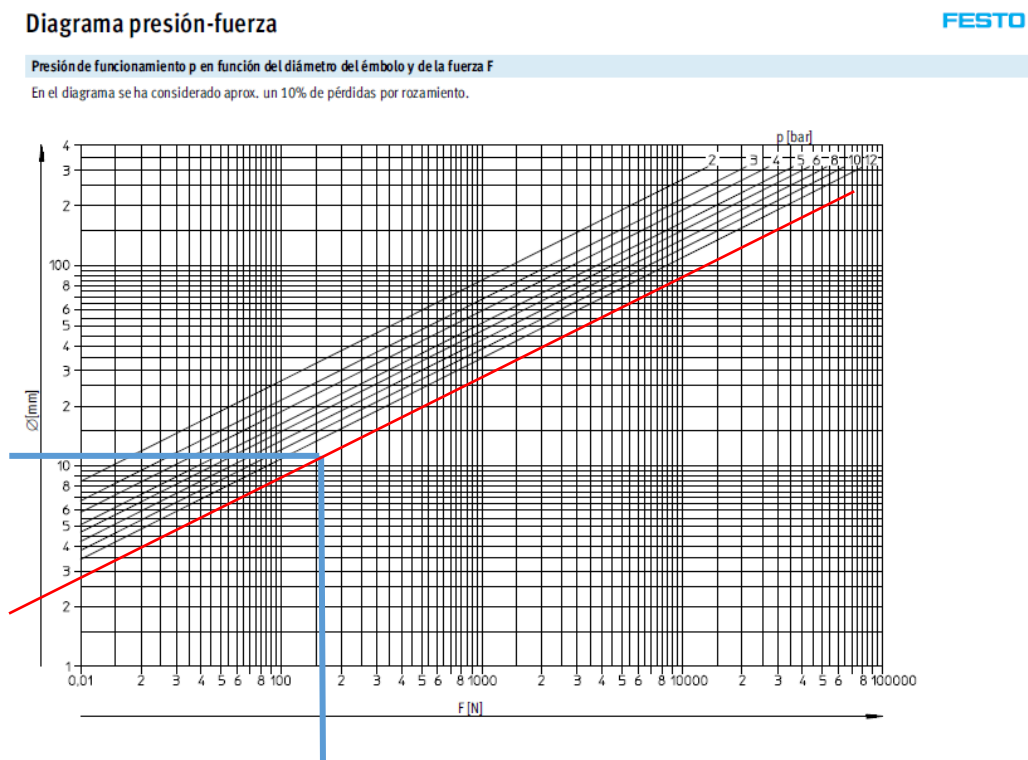
$$F_{total} = Pd + Fc + Fs \quad (6)$$

## 2.5.2 Diseño de Sistema Neumático

### Selección de actuador

Para la selección del actuador neumático se utilizó el catálogo de la marca Festo, ya que es la empresa líder en herramientas neumáticas.

La Figura 2.6 muestra el Diagrama Presión-Fuerza de los cilindros neumáticos Festo, se observa como en función de la presión de alimentación del sistema y la fuerza que deberá ejercer el cilindro neumático ( $F_{total}$ ), se obtiene el diámetro del émbolo que debe tener el cilindro neumático. Para este cálculo se utilizó una presión promedio  $P$  en la línea del sistema neumático de 6 bares, según lo recomienda la norma ISO 8778, o las necesidades normales de la industria. (S. R. Majundar).



**Figura 2.6.- Diagrama de presión-fuerza para el dimensionamiento del cilindro neumático.**

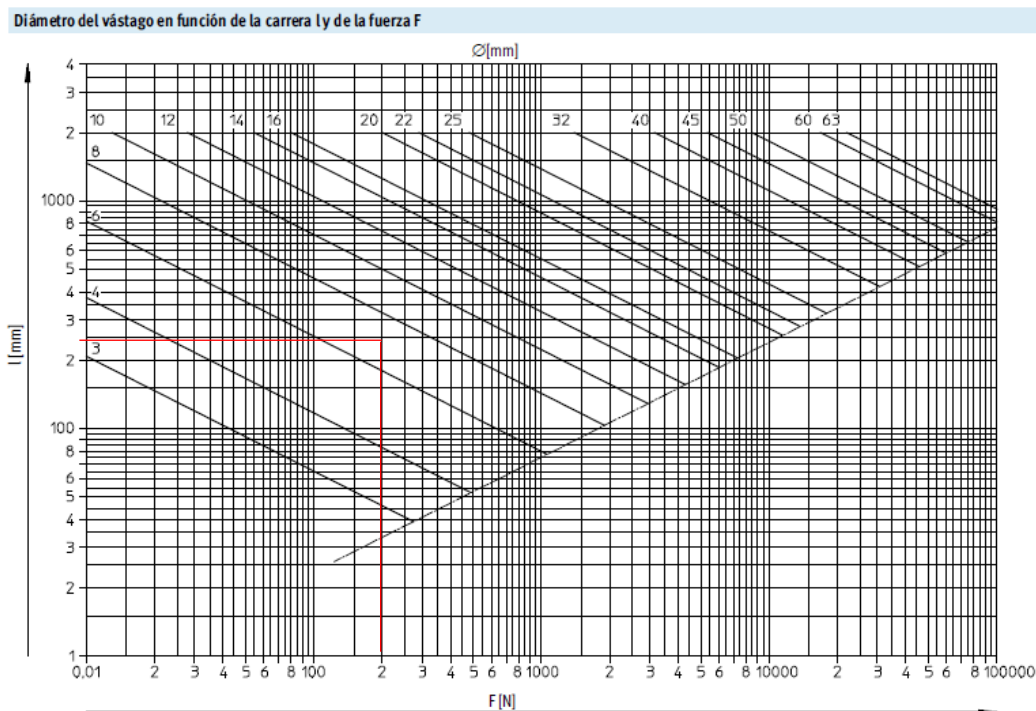
Fuente: Festo.

Elaboración: Festo

La Figura 2.7 muestra el Diagrama de Pandeo de los actuadores neumáticos, el cual nos permite obtener el diámetro del vástago necesario para evitar que se pandeé al efectuar su movimiento. De esta forma, conociendo la longitud de carrera del cilindro, es decir, la longitud que debe tener el cilindro para efectuar la operación requerida, y la fuerza que debe ejercer ( $F_{total}$ ), se obtiene el diámetro del vástago del cilindro neumático. La longitud de carrera del cilindro será de 200 mm, esta longitud se calculó tomando en cuenta el espesor de la matriz y el punzón, y la distancia adecuada para colocar sin dificultades la hoja en la máquina.

### Diagrama de pandeo

FESTO



**Figura 2.7 Diagrama de pandeo para el dimensionamiento del vástago del cilindro neumático.**

Fuente: Festo.

Elaboración: Festo

Adicionalmente, conociendo el diámetro del émbolo y la carrera del cilindro neumático, Festo nos muestra opciones del cilindro en base a las normas ISO 6432, ISO 15552 e ISO 21287, tal como se muestra en la Figura 2.8.



Norma aplicable	Diámetro del émbolo [mm]	Carrera [mm]	Desviación admisible de la carrera [mm]
ISO 6432	8, 10, 12, 16, 20, 25	0 ... 500	+1,5
ISO 15552	32	0 ... 500	+2
	40, 50	500 ... 12500	+3,2
	63	0 ... 500	+2
	80, 100	500 ... 12500	+4
	125, 160	0 ... 500	+4
	200, 250, 320	500 ... 2000	+5
ISO 21287	20, 25	0 ... 500	+1,5
	32, 40, 50	0 ... 500	+2
	63, 80, 100	0 ... 500	+2,5

**Figura 2.8.- Normas aplicables a los cilindros neumáticos en función del diámetro del émbolo y la carrera**

Fuente: Festo.

Elaboración: Festo

Una vez calculado el diámetro del embolo, diámetro del vástago, longitud de carrera y decidida la norma ISO a implementarse en base a las operaciones que efectuará el cilindro, Festo proporciona un software en línea, de tal manera que al ingresar tales características nos sugiere el cilindro neumático a utilizar junto con sus respectivos accesorios.

### **Gasto de aire en los actuadores**

El gasto en los actuadores se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot h \cdot (p + 1) \cdot 10^{-6} \quad (7)$$

Donde:

$Q$  = Consumo de aire por cm de carrera [lts/cm]

$d_1$  = Diámetro del émbolo [mm]

$d_2$  = Diámetro del vástago [mm]

$h$  = Carrera [mm]

$p$  = Presión relativa de funcionamiento [bar]

## Selección del compresor

En general se pueden dividir los compresores en tres categorías dependiendo de la aplicación que tendrán: compresores de uso doméstico, compresores de uso profesional y compresores industriales. La selección del compresor se realiza conociendo la presión de trabajo de la máquina y los litros por segundo de aire consumido del cilindro neumático. También es importante tener en cuenta la cantidad de etapas que tendrá el compresor, ya sea de una etapa o de dos etapas y si la operación es continua o intermitente. Generalmente se recomienda compresores de una etapa cuando la presión de trabajo es menor que 80 Psi, y de dos etapas cuando la presión de trabajo es mayor que 80 Psi.

Para el presente proyecto se optó por usar compresores de uso profesional, con operación continua, la Tabla 2.9 muestra los tamaños de compresores (HP) en el mercado en función del aire libre necesitado por el sistema.

**Tabla 2.9.- Tabla selectora de sistema de dos etapas (Presión Máxima 175 lbs/pulg<sup>2</sup>)**

Operación continua		Operación intermitente	
Aire libre necesitado por sistema (PCM)	Tamaño del compresor (HP)	Aire libre necesitado por sistema (PCM)	Tamaño del compresor (HP)
Hasta 4,2	3	Hasta 14.7	5
6.5 / 8.7	3	15 a 22	7.5
8.8 / 12	5	23 a 33	10
13.3 a 16	5	34 a 45	15
18 / 22	7.5	46 a 60	20
23 / 30	10	61 a 100	Consultar

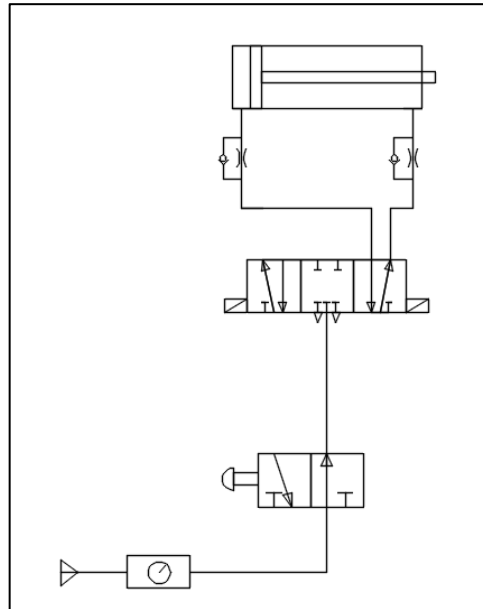
Fuente: CBS Compresores de aire.

## Circuito Neumático

Con el objetivo de automatizar el funcionamiento de la prensa se realizó el circuito neumático presentado en la figura 2.9 el cual está formado principalmente por:

- Actuador neumático de doble efecto
- Válvulas de estrangulamiento
  - Electroválvula 5-3

- Válvula 2-2
- Compresor



**Figura 2.9.- Esquema del circuito neumático**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Este circuito permite el desplazamiento del embolo del actuador desde la posición inicial o punto de partida A hasta la posición final B que es donde el actuador se detiene por cierto rango de tiempo para realizar el prensado y luego regresar a la posición inicial.

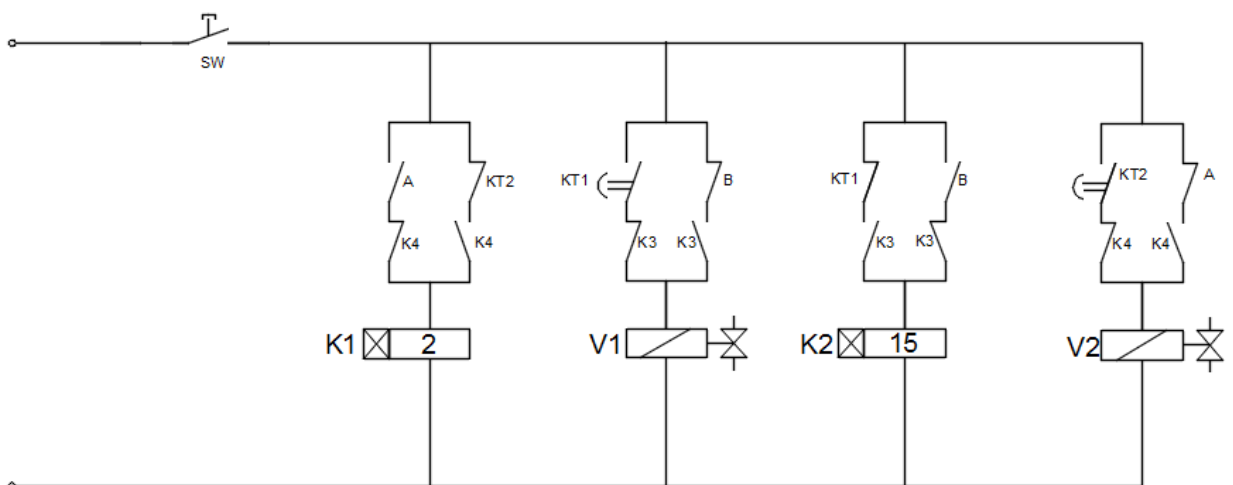
Para garantizar este movimiento cíclico se utilizó una válvula 5-3, es decir de 5 vías y tres posiciones; a estas posiciones las llamaremos posición S1, posición S2 y posición inicial S0. Se seleccionó este tipo de válvula ya que esta posee una tercera posición S0 la cual cierra todas las entradas y salidas de aire lo cual permite detener el actuador en cualquier posición intermedia a lo largo de la carrera del cilindro. La posición S1 y S2 son las posiciones que permiten el desplazamiento del actuador en donde mientras el aire ingresa desde el compresor por S1, el aire contenido dentro de la cámara de la posición S2 es desfogado empujando al embolo desde la posición A hasta la B y de manera similar mientras aire ingresa por la posición S2 para enviar al embolo a la posición

inicial el aire contenido en la cámara de la posición S1 es desfogado por la vía respectiva.

Se han añadido dos válvulas estranguladoras cada una de ellas ubicadas antes de las tomas de aire del cilindro las cuales me permiten regular la velocidad del aire, estas válvulas se activan manualmente según los requerimientos del usuario/operador.

Además, se añadió una válvula 2-2 con la finalidad de ser utilizada como parada de emergencia, esta válvula se activa manualmente cambiando de posición e impidiendo el paso de aire.

Todo el sistema anteriormente mencionado es controlado mediante el siguiente circuito:



**Figura 2.10.- Circuito de control de sistema neumático**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Este circuito permite controlar el cambio de posiciones de la válvula según los requerimientos del prensado.

Este circuito de control se ha diseñado para que cumplir los requerimientos del prensado de la hoja de achira.

Lo que se quiere es que una vez encendido el circuito el embolo se desplace desde A hasta B, una vez que llegue a B se mantenga en dicha posición por 15s y pasado ese tiempo regrese a su posición inicial y que esto suceda de manera cíclica.

Para el control del tiempo se ha colocado un switch de encendido y apagado, 2 finales de carrera que permiten el cambio de sentido del embolo y cuatro relés de los cuales 2 son relés temporizadores que permiten el control del tiempo. Uno relé temporizador permite controlar el tiempo de prensado mientras y se decidió colocar un segundo temporizador el cual me permite controlar un el tiempo antes de que empiece antes el ciclo, esto se decidió incluir porque no se conoce el tiempo que los trabajadores se tomaran en sacar el plato prensado y colocar el nuevo plato para prensar y es posible que el tiempo que se tome el embolo en regresar no sea suficiente para realizar esta actividad.

El circuito funciona de la siguiente manera, la maquina apagada se encuentra en la posición A, es decir que el final de carrera en A se encuentra presionado y conectado en serie; una vez encendida la maquina se cierra el circuito energizando el temporizador K1 e iniciando el conteo regresivo hasta llegar a 0, una vez llegado a cero se conecta KT1 y se envía la señal a la posición S2 de la electroválvula permitiendo la entrada de aire hasta llegar a la posición B en donde topa el final de carrera de la posición final. Una vez está el embolo en la posición B, KT2 se desconecta y se energiza el temporizador K2 iniciando la cuenta regresiva.

Es importante menar que al desconectarse KT2, se desconecta la electroválvula de la posición S1 y al no conectarse con S2 esta vuelve a su posición inicial en donde todas las entradas y salidas de aire se cierran dejando las cámaras S1 y S2 del embolo llenas de aire e impidiendo el desplazamiento de este.

Una vez termina el conteo del temporizador este se conecta KT2 enviando señal a la posición S2, permitiendo la entrada del aire y desplazando el embolo de regreso hasta topar nuevamente al final de carrera en A en donde se desenergiza

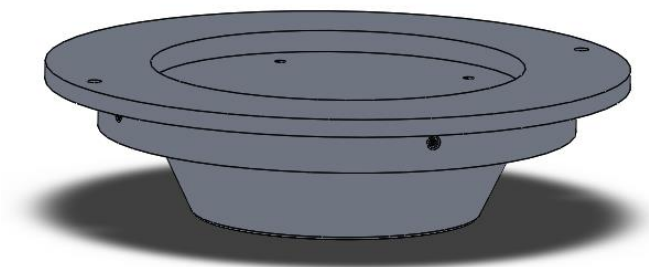
KT2 terminando el ciclo, como el embolo se encuentra en A se inicial el ciclo nuevamente.

Cabe mencionar que en el circuito de control no se incluyó a la válvula de parada de emergencia ya que esta no es activada eléctricamente sino de forma mecánica permitiendo o impidiendo el paso de aire según sea el caso.

### 2.5.3 Diseño de matriz y punzón

El diseño de la matriz y punzón se realizó siguiendo los parámetros del proceso de embutido para una lámina metálica debido a que no se encontraron detalles específicos para el embutido de una hoja de planta.

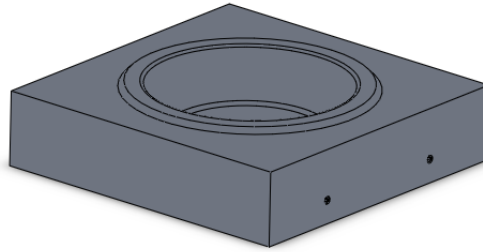
Para el caso de la matriz, esta posee un chaflán en todo su borde con el objetivo de ayudar a que el punzón resbale por la cavidad de la matriz facilitando la operación, tal como se muestra en la Figura 2.11. El radio de las curvaturas empleadas para la matriz y el punzón se diseñó de acuerdo con las dimensiones del envase (ver Apéndice E). Los planos de la matriz y el punzón pueden observarse en el Apéndice G. El material de la matriz y el punzón es de aluminio, debido a su alta conductividad térmica y a su bajo costo.



**Figura 2.11.- Diseño del punzón**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia



**Figura 2.12.- Diseño de la matriz**

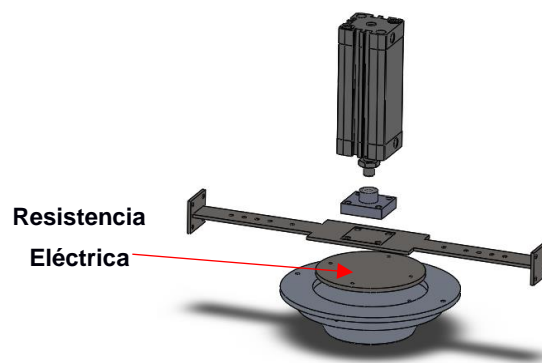
Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

### **Selección de resistencia eléctrica**

Debido a que la transferencia de calor se realizará por conducción, se optó por seleccionar una resistencia eléctrica tipo placa, ya que este tipo de resistencias es utilizado comúnmente para obtener un calentamiento uniforme, poseen la ventaja que se fabrican según las especificaciones del cliente y vienen en capacidades comerciales de hasta  $4 \text{ W/cm}^2$ .

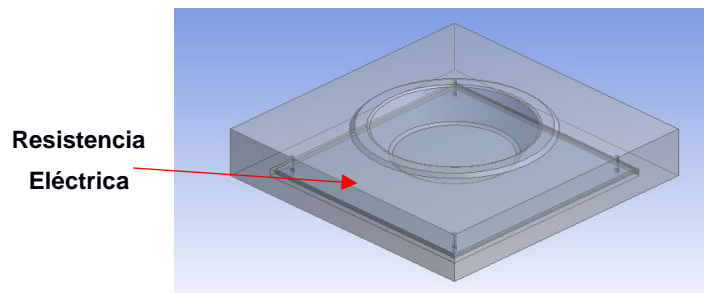
La resistencia se acoplará en la cavidad superior que posee el punzón y se apretará mediante pernos, adicionalmente, sobre ésta se acopla una placa superior el cual está conectada al cilindro neumático tal como se muestra en la Figura 2.13.



**Figura 2.13.- Esquema de acoplamiento del punzó de la máquina**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia



**Figura 2.14.- Esquema de acoplamiento de matriz, resistencia eléctrica y placa superior de la máquina**

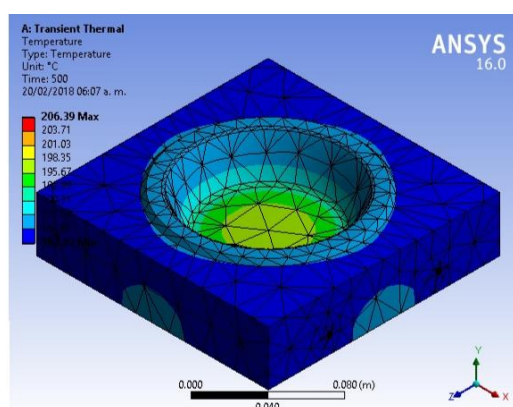
Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

### Determinación de Potencia

El cálculo de la potencia necesaria para calentar el punzón y la matriz se realizó mediante el software de diseño ANSYS, versión estudiantil que proporciona ESPOL. En donde se varió la potencia de la resistencia para determinar en qué tiempo alcanza la temperatura de 83° que es la temperatura a la que se debe prensar la hoja de achira y 150° que es la temperatura máxima de prensado.

Para el análisis se consideró que tanto la matriz se encuentra en un ambiente de 25° centígrados.

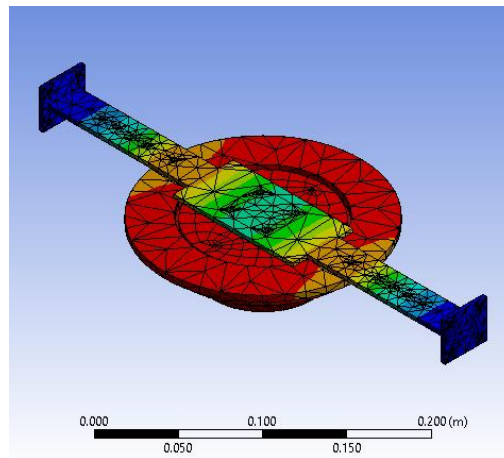


**Figura 2.15.- Simulación de flujo de temperatura a 200W de potencia de la matriz.**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia





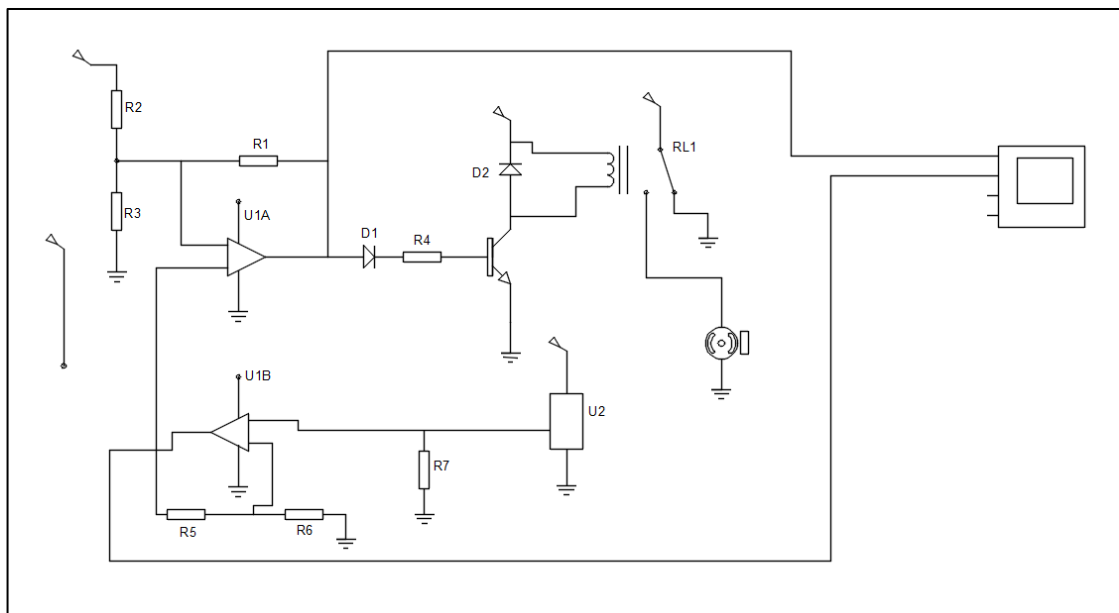
**Figura 2.16.- Simulación de flujo de temperatura a 200W de potencia del punzón.**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

## 2.5.4 Circuito de temperatura

La temperatura tanto de la matriz y el punzón es controlada independientemente por el circuito que se muestra en la Figura 2.17.



**Figura 2.17.- Circuito de control de temperatura**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Para controlar la temperatura se realiza un control por histéresis en donde se setea el valor de temperatura y el circuito se mantiene conectado a la resistencia mientras no se sobrepase dicho valor de temperatura, una vez pasado este valor de temperatura el circuito se desconecta de la resistencia. De esta forma se logra mantener el circuito a la temperatura deseada en el tiempo, impidiendo que la resistencia siga calentando y sobrepase el valor de prensado óptimo para cada hoja.

El circuito consta de la placa de resistencia, el sensor de temperatura, un potenciómetro y dos controladores operacionales, todos energizados desde una fuente de poder.

El control del circuito funciona de la siguiente manera:

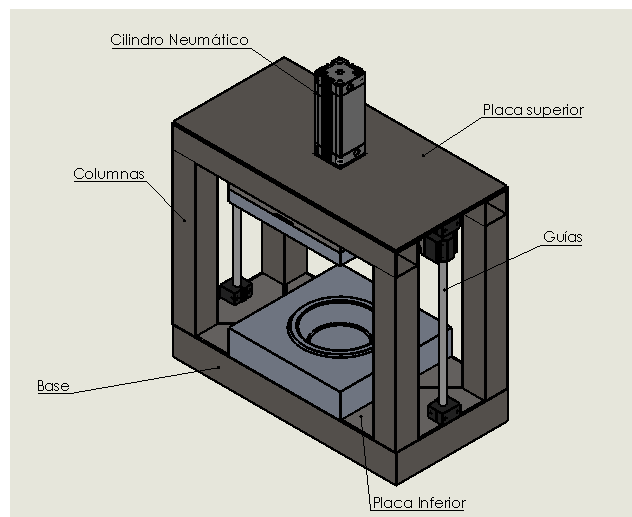
El sensor emite una señal en milivoltios, esta señal es una relación temperatura voltaje es decir que un grado de temperatura equivale a un valor de voltaje específico. La señal emitida es recibida por el operacional UB2; este operacional lo que hace es aumentar el voltaje en una relación de 1:10 para ser comparado con el valor seteado.

El operacional U1A compara el valor seteado de temperatura en voltajes y el valor de temperatura del sensor de tal forma que, si el voltaje de temperatura del sensor es mayor al valor seteado el circuito se apaga y si es menor a la temperatura seteada el circuito se mantiene encendido. Esto se logra mediante un relé controlador en donde si la temperatura es menor a la temperatura que se desea va a permitir el paso de corriente mandando voltaje a la resistencia térmica y si el voltaje es mayor el relé se conecta a tierra (o se desconecta) apagando la resistencia

Cabe mencionar que el sensor utilizado es un sensor infrarrojo MLX91614 que mide temperatura de hasta 380° del objeto y soporta temperaturas de hasta 125° cuyas especificaciones técnicas se adjuntan en el Apéndice H

### 2.5.5 Diseño estructural

Una vez seleccionado el cilindro neumático y diseñado la matriz y el punzón con sus respectivos sistemas de calentamiento, el siguiente paso consiste en el diseño de la estructura mecánica, el cual es posible debido a que ya se conocen los pesos de todos los componentes y la carga que deberá aplicar la máquina para realizar el proceso de embutición. La Figura 2.18 muestra un esquema de las partes que conforman la estructura de la máquina:



**Figura 2.18.- Partes que conformarán la estructura de la máquina**

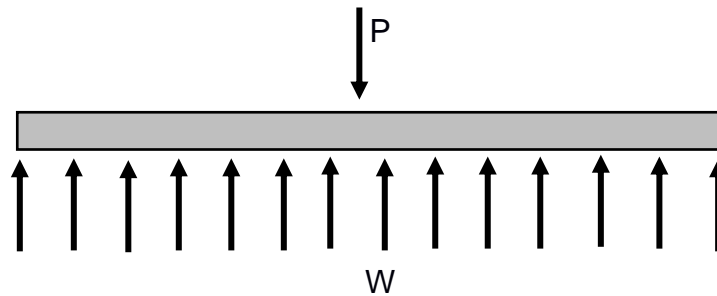
Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

#### **Placa superior**

La máquina constará de una placa superior en la cual se emperna el cilindro neumático, por lo cual, esta placa estará sujeta bajo cargas variables, es decir, cuando la máquina no se encuentre en operación (solo soportará los pesos de los componentes) y cuando la máquina se encuentre en operación (la placa soportará los pesos de los componentes junto con la fuerza que ejercerá el pistón neumático).

Para determinar el espesor de la placa superior, se realizó un análisis estático de la misma, para lo cual se la diseñó como una viga con una carga en el centro, tal como se muestra en la Figura 2.19.



**Figura 2.19.- Diagrama de cuerpo libre de la placa superior de la máquina**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Conociendo el valor de la carga P (325 N para el caso en que la máquina se encuentra en operación) y las dimensiones de la placa (longitud de 400 mm), se procedió a realizar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que nos permitieron conocer la fuerza y momento máximo producidos en la viga.

Para esta configuración de distribución de fuerzas, el momento máximo y el esfuerzo cortante están dado por las expresiones:

$$M_{max} = \frac{PL}{8} \quad (8)$$

Donde:

$M_{max}$ : momento flector máximo [MPa]

L: longitud de la viga [m]

P: carga que soporta la viga [N]

$$V = \frac{P}{2} \quad (9)$$

Donde:

V: Fuerza cortante máxima

P: carga que soporta la viga [N]

Conociendo la fuerza cortante máxima, y el momento flector máximo, se procedió a calcular el esfuerzo cortante y el esfuerzo flector que se producen en la placa, mediante las ecuaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}C}{I} \quad (10)$$

Donde:

$\sigma$ : esfuerzo flector [Pa]

C: distancia máxima medida desde el centro de gravedad [m]

I: segundo momento de inercia [m<sup>4</sup>]

$$\tau_{max} = \frac{VQ}{It} \quad (11)$$

Donde

$\zeta$ : esfuerzo cortante máximo [MPa]

Q:

T: espesor de la sección transversal [m]

Posteriormente se procedió a calcular los esfuerzos principales, para este caso, debido a que la viga no está sometida a esfuerzos combinados, se tiene que:

$$\sigma_1 = \sigma_{max}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{max}$$

Para el cálculo del factor de seguridad se empleó la teoría de Von Mises, debido a que es más conservador, de acuerdo con esto, el esfuerzo de Von Mises está dado por:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (12)$$

Donde:

$\sigma'$ : esfuerzo de Von Mises [MPa]

Conociendo el esfuerzo de Von Mises, el cálculo del factor de seguridad está dado por:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (13)$$

Donde:

$S_y$ : esfuerzo de fluencia del material

De esta forma se obtuvo una estimación del espesor que deberá tener la placa para soportar la carga aplicada, sin embargo, como se mencionó anteriormente la viga estará bajo cargas variables por lo cual es necesario realizar un análisis de fatiga y comprobar que el espesor obtenido sea el adecuado.

Se procedió a calcular el límite de resistencia a la fatiga, mediante la ecuación de Marín:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (14)$$

Donde:

$K_a$ : factor de modificación de la condición superficial

$K_b$ : factor de modificación del tamaño

$K_c$ : factor de modificación de la carga

$K_d$ : factor de modificación de la temperatura

$K_e$ : factor de confiabilidad

$K_f$ : factor de modificación de efectos varios

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

$S_e$ : límite de resistencia a la fatiga corregido

El límite de resistencia a la fatiga depende de la resistencia a la tensión mínima del material,  $S_{ut}$ , en general se tiene que:

$$Se' = 0,5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (15)$$

Donde:

$S_{ut}$ : resistencia a la tensión mínima del material

Adicionalmente para el análisis de fatiga, es necesario conocer los rangos bajo los cuales fluctúa la carga, de esta forma es posible determinar la componente de intervalo medio de la fuerza  $F_m$  y la componente de la amplitud de la fuerza  $F_a$ , tal como se muestran en las ecuaciones:

$$F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right| \quad (16)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (17)$$

Donde

$F_{max}$ : fuerza máxima del intervalo de fuerza

$F_{min}$ : fuerza mínima del intervalo de fuerza

El esfuerzo constante, o estático, no es el mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre  $\sigma_{min}$  y  $\sigma_{max}$ . Por lo cual es necesario definir un esfuerzo medio y un esfuerzo de amplitud:

$$\sigma_a' = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (18)$$

$$\sigma_m' = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (19)$$

Donde:

$\sigma_a'$ : esfuerzo nominal medio

$\sigma_m'$ : esfuerzo residual medio

$\sigma_{max}$ : esfuerzo máximo producido

$\sigma_{min}$ : esfuerzo mínimo producido

Sin embargo, estos esfuerzos no consideran la presencia de concentradores de esfuerzos en la geometría de la pieza, por lo cual es necesario definir un factor de concentradores de esfuerzos  $K_{fm}$ , el cual dependerá de la forma del concentrador de esfuerzo que posea la pieza, de esta forma se obtienen los esfuerzos medio y de amplitud corregidos:

$$\sigma_a = k_{fm} * \sigma_a' \quad (20)$$

$$\sigma_m = k_{fm} * \sigma_m' \quad (21)$$

Donde:

$\sigma_a$ : esfuerzo nominal corregido

$\sigma_m$ : esfuerzo residual corregido

$k_{fm}$ : factor de concentración de esfuerzo

Donde  $K_{fm}$  es el factor de concentración de esfuerzos medio y se determina mediante la siguiente relación:

$$\begin{aligned} \text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}}| < S_y \text{ entonces: } & K_{fm} = K_f \\ \text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}}| > S_y \text{ entonces: } & K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{|\sigma_{m_{nom}}|} \\ \text{Si } K_f |\sigma_{max_{nom}} - \sigma_{min_{nom}}| > 2S_y \text{ entonces: } & K_{fm} = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

Finalmente se obtuvo el factor de seguridad usando la teoría de Goodman modificada:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (23)$$

## Columnas

Como se observó en la figura 2.15, la máquina estará conformada por 4 columnas las cuales se encargarán de soportar las cargas que se producen en la máquina. Para obtener el espesor adecuado que deberán tener las columnas,



primeramente, fue necesario definir el tipo de columna, es decir, columna corta o columna larga, esto se estableció mediante las siguientes relaciones:

$$\frac{Le}{r} > Cc \rightarrow \text{Columna Larga} \quad (24)$$

$$\frac{Le}{r} < Cc \rightarrow \text{Columna Intermedia o corta} \quad (25)$$

$$\frac{Le}{r} < 30 \text{ Columna corta}$$

Donde:

Le: longitud efectiva de la columna

R: radio de giro

A su vez, Cc está dado por la expresión:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_f}} \quad (26)$$

Donde:

E: módulo de Young del material

$\sigma_f$ : esfuerzo de fluencia del material

En base a la relación planteada anteriormente, si la columna es larga se usa la ecuación de Euler para calcular la carga crítica que producirá el pandeo de la columna, mientras que, si la columna es corta, se emplea la ecuación de la Parábola para determinar la carga crítica, estas expresiones se muestran en las ecuaciones 32 y 33 respectivamente:

$$P_{cri} = \frac{\pi^2 * E * I}{Le^2} \quad (27)$$

Donde:

I: momento de inercia de la sección transversal de la columna

$$P_{cri} = A * \sigma_f * \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{\left( \frac{Le}{r} \right)^2}{Cc} \right) \right] \quad (28)$$

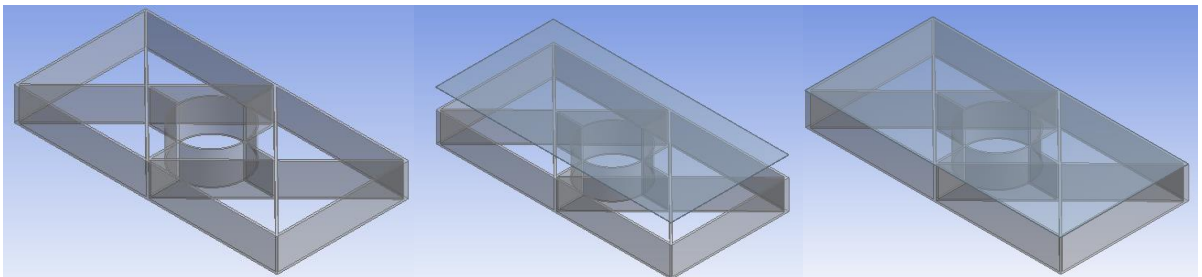
Donde:

A: área de la sección transversal de la columna

Si la relación  $Le/r$  es menor que 30, el esfuerzo producido en la columna se calcula con la ecuación de esfuerzo axial por compresión.

### Diseño de estructura base

La estructura de soporte base de la prensa se trata de una placa soportada por un mallado estructural romboidal formado de pletinas cruzadas 90° entre sí y una columna central. Dicha configuración se presenta a continuación:

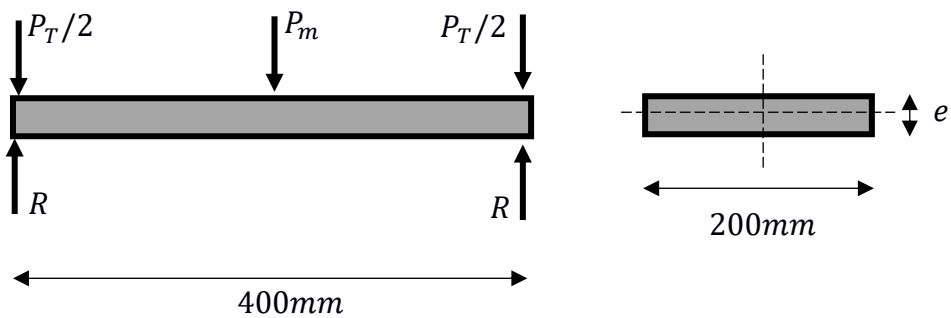


**Figura 2.20.- Esquema de estructura base**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Para determinar el espesor de la placa de la estructura de la base, se realizó un análisis estático de la misma cuya distribución de fuerza y geometría se muestra a continuación:



**Figura 2.21.- Diagrama de placa de estructura base**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Donde  $P_T$  es la suma de la carga  $P$  cuando la maquina se encuentra en funcionamiento, el peso de la placa superior y el peso de las columnas.

Si bien es cierto, se debieron tener fuerzas de reacción de los apoyos de la placa sobre el mallado, sin embargo, estas no se consideraron debido a que esta reacción no es uniformemente distribuida sobre toda el área de la placa ni tampoco se trata de una fuerza puntual; así que se consideró un caso crítico en el que la viga está solo apoyada en los extremos.

Para esta configuración de distribución de fuerzas, el momento máximo y el esfuerzo cortante están dado por las expresiones:

$$M_{max} = \frac{P_m L}{4} \quad (29)$$

Donde:

$M_{max}$ : Momento flector máximo [MPa]

$L$ : Longitud de la viga [m]

$P_m$  : Peso de la matriz [N]

R: es la reacción de los puntos de apoyo

$$V = \frac{P_m}{2} \quad (30)$$

Donde:

$V$ : Fuerza cortante máxima

$P_m$ : Carga que soporta la viga [N]

Conociendo la fuerza cortante máxima, y el momento flector máximo, se procedió a calcular los esfuerzos cortante y flector que se producen en la placa de la misma manera que se hizo con la placa superior de la estructura mediante las ecuaciones 15, 16, 17 y 18 y con esto se estimó el espesor de la placa.

Para el análisis por fatiga se utilizaron las ecuaciones 19 - 25 descritas previamente comprobando el espesor estimado.

Para dimensionar las placas que conforman la estructura que soporta la placa de la base se identificaron las siguientes configuraciones de distribución de fuerza y características geométricas

### Configuración 1:

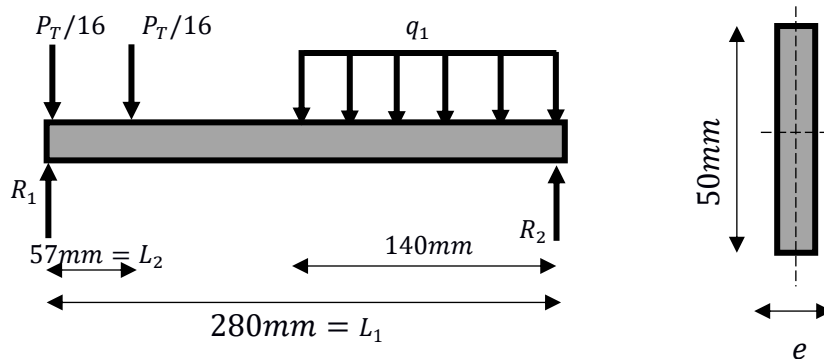
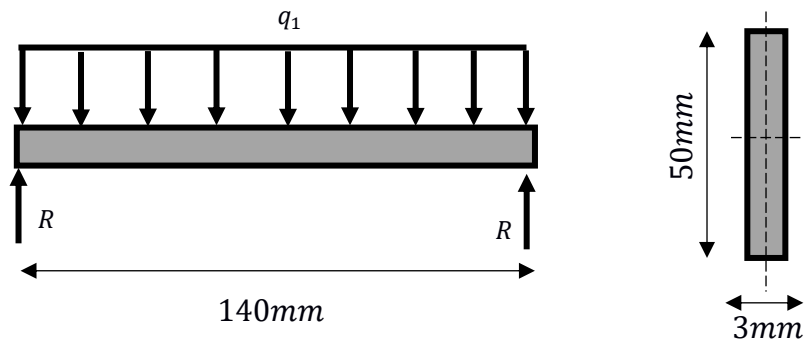


Figura 2.22.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 1

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

### Configuración 2

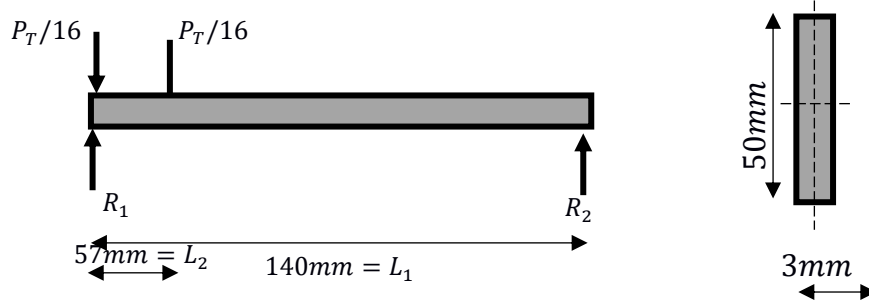


**Figura 2.23.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 2**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

**Configuración 3**

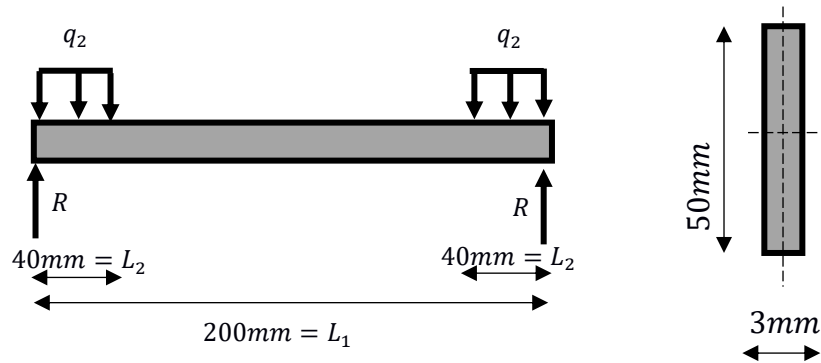


**Figura 2.24.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 3**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

**Configuración 4**



**Figura 2.25.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 4**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

### Configuración 5

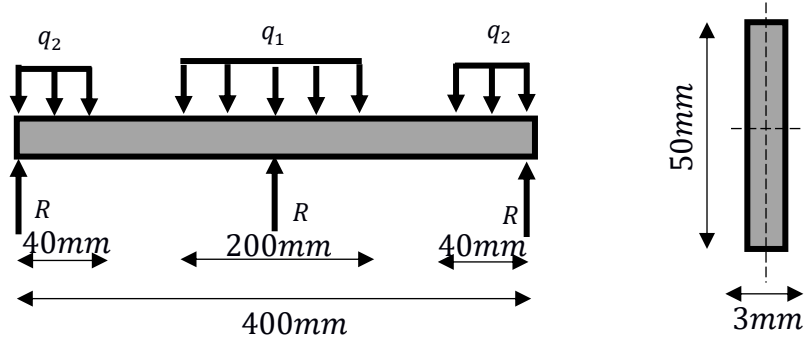


Figura 2.26.- Diagrama de fuerzas de viga configuración 5

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

En donde para cada una de cortante máximo soportado y momento flector máximo están dados por las ecuaciones mencionadas a continuación:

Tabla 2.10.- Fuerza cortante y momento flector producidos en cada configuración

	$V_{max}$	$M_{max}$
Configuración 1	$R_1 - \frac{P_t}{16}$	$V_{max} * L_2$
Configuración 2	$\frac{q_1 * L_1}{2}$	$\frac{q_1 * L^2}{8}$
Configuración 3	$\frac{P_t}{16} \left(1 - \frac{L_2}{L_1}\right)$	$V_{max} * L_2$
Configuración 3	$q_2 * L_2$	$V_{max} * L_2$
Configuración 5	$\frac{2 * q_2 * L_2 + q_3 * L_3}{4}$	$q_3 L_3 \left(\frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{2}\right) + q_2 L_2 \left(-\frac{L_2}{4} + \frac{L_1}{2}\right)$

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

### 2.5.6 Diseño de juntas emperradas

#### Pernos unión matriz- placa de estructura base

Esta unión se trata de una junta emperrada sometida a carga axial dinámica, en donde se modela para placas sometidas a compresión mientras el perno se deforma por tensión.

Para diseñar esta junta se empezará con el análisis estático de la misma. En donde la longitud del perno se determinó tomando en cuenta el espesor obtenido para la placa de la estructura base y el espesor de la sección de unión de la matriz la cual se decidió que se igual al espesor calculado para la placa para tener condiciones de distribución de cargas simétricas y facilitar los cálculos.

Para determinar el diámetro inicial de selección del perno se utilizó la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (31)$$

En donde:

$\eta_c$ , factor de seguridad de la carga

$S_p$ , resistencia a la prueba

$A_t$ , área transversal del perno

$F_i$ , precarga inicial

$C$ , constante de rigidez de la junta

$P$ , es la fuerza aplicada

Como se trata de un nuevo diseño es decir una máquina que se construirá desde cero, se asumió que se usarán pernos nuevos

$$F_i = 0.75 S_p A_t \quad (32)$$

El valor de la constante de rigidez de la junta se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (33)$$

En donde:

$k_b$ , constante de rigidez del perno

$k_m$ , constante de rigidez del material

Se conoce que  $k_m \gg k_b$  y que  $k_m = (6 - 8)k_b$ .

Para los cálculos de diámetro inicial se asumirá un valor de factor de carga inicial, también se asumirá el grado de rigidez del perno.

Una vez obtenido el diámetro inicial, se debe comprobar la constante de rigidez de la junta. En donde las constantes  $k_b$  y  $k_m$  se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$k_b = \frac{A_t A_d}{A_d L_t + A_t L_d} * E_{perno} \quad (34)$$

En donde:

$A_d$ , area de la seccion transversal del perno

$L_t$ , es la longitud roscada dentro de la union

$L_d$ , es la longitud lisa del perno

$$k_m = \frac{1}{k_1} + \dots + \frac{1}{k_{n-1}} + \frac{1}{k_n} \quad (35)$$

En donde se define como

$$k_n = \frac{0.577\pi E_n d}{\ln \left[ \frac{(1.15t_n + D_n - d)(D_n + d)}{(1.15t_n + D_n + d)(D_n - d)} \right]} \quad (36)$$

Una vez comprobado el factor de carga se calcula el factor de separación  $\eta_s$  el cual está definido con la siguiente ecuación:



$$\eta_s = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (37)$$

Para el diseño por fatiga se deben obtener el esfuerzo nominal inicial  $\sigma_{i_{nom}}$ , esfuerzo nominal medio  $\sigma_{m_{nom}}$  y esfuerzo nominal alternante  $\sigma_{a_{nom}}$  definidos por las siguientes ecuaciones respectivamente

$$\sigma_{a_{nom}} = \frac{CP}{2A_t} \quad (38)$$

$$\sigma_{i_{nom}} = 0.75S_p \quad (39)$$

$$\sigma_{m_{nom}} = \sigma_{a_{nom}} + \sigma_{i_{nom}} \quad (40)$$

Una vez obtenidos los esfuerzos nominales se calculan los esfuerzos locales. El esfuerzo local alternante se define mediante la siguiente igualdad

$$\sigma_a = K_f \sigma_{a_{nom}} \quad (41)$$

Donde  $K_f$  es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga que para elementos roscados con diámetro  $d$  en mm se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$K_f = 5.7 + 0.02688d \quad (42)$$

El esfuerzo local medio se define mediante la siguiente igualdad

$$\sigma_m = K_{f_m} \sigma_{m_{nom}} \quad (43)$$

Donde  $K_{f_m}$  es el factor de concentración de esfuerzos medio y se determina mediante las relaciones que se plantean en la ecuación 27

Y el esfuerzo local inicial se define mediante la siguiente igualdad

$$\sigma_i = K_{f_m} \sigma_{i_{nom}} \quad (44)$$

Se debe obtener el límite de resistencia a la fatiga corregido del material  $S_e$  y el límite de resistencia a la fatiga  $S_e$ , mediante las ecuaciones 19 y 20 respectivamente. Donde los factores  $K$  son los factores de reducción de resistencia y estos factores se determinan mediante ecuaciones y tablas especificadas en la sección 4.6 del libro de Norton.

Finalmente, con los resultados obtenidos anteriormente se calcula el factor de seguridad a la fatiga el cual se define mediante la siguiente ecuación:

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \quad (45)$$

### 2.5.7 Diseño de soldadura para las columnas

Las columnas se empernarán a la base de la máquina y a la placa superior mediante una placa soldada en sus extremos, de igual manera la base de la maquina está compuesta por una serie de platinas que están soldadas por lo cual es necesario diseñar la soldadura de tal forma que resista la cargas a las cuales estará sometida.

Debido a que la fuerza máxima que soportará la soldadura no es elevada (325 N) se seleccionó un espesor de 3mm de soldadura el cual es recomendado por la AWS según el código D1.1 para placas con espesores menores de 8mm.

Con este espesor se realizó un análisis de soldadura por carga dinámica y se verificó si el espesor seleccionado fue el adecuado. El factor de seguridad de la soldadura y el metal base están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{frs} = \frac{S_{frs}}{\Delta\tau} \quad (46)$$

Donde:

$\eta_{frs}$ : factor de seguridad de soldadura

$S_{frs}$ : intervalo de resistencia a la fatiga de la soldadura

$\Delta\tau$ : intervalo de esfuerzo cortante

$$\eta_{fr} = \frac{S_f}{\Delta\sigma} \quad (47)$$

Donde:

$\eta_{fr}$ : factor de seguridad del metal base

$S_{fr}$ : intervalo de resistencia a la fatiga del metal base

$\Delta\sigma$ : intervalo de esfuerzo

Tanto los factores  $S_{fr}$  y  $S_{frs}$  dependen del ciclo de falla de la máquina, sin embargo, ésta se diseñó para un ciclo de vida infinito, y los valores de estos coeficientes se obtuvieron 12,5 del libro de Diseño de Elementos Mecánicos de Norton, para juntas con categoría C para el metal base y categoría F para la soldadura.

El esfuerzo en la soldadura está dado por la expresión:

$$\Delta\tau = \frac{P}{A_{garganta}} = \frac{P}{n * t * L} \quad (48)$$

Donde:

$P$ : cara que soporta la soldadura

$n$ : numero de cordones

$t$ : espesor de la soldadura

$L$ : longitud de la soldadura

El esfuerzo producido en el metal base está dado por la expresión:

$$\Delta\tau = \frac{P}{A_{fusion}} = \frac{P}{n * w * L} \quad (49)$$

Donde:

$w$ : ancho de la soldadura y es igual a  $\frac{t}{0,707}$

# CAPÍTULO 3

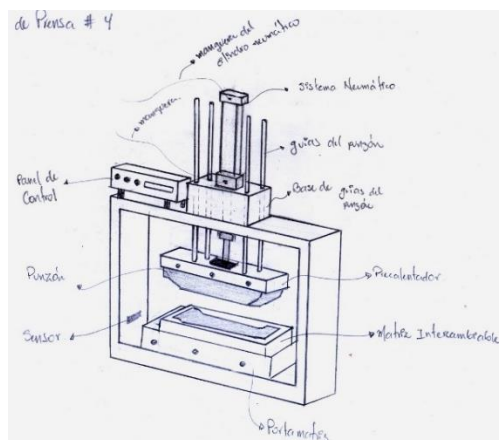
## 3. RESULTADOS

### 3.1 Diseño de forma

Mediante la matriz de decisión realizada en la sección anterior y la información teórica obtenida sobre el diseño y aplicación de esta máquina, se eligió el diseño de forma 4 para implementarse en este proyecto.

La Figura 3.1 muestra el diseño de forma elegido, este modelo consiste en una estructura rectangular, en cuya parte superior se encuentra la base de guías del punzón. Aquí también se encuentra el cilindro neumático, el cual se conecta a la resistencia eléctrica por medio de una placa empernada. De esta forma, al accionarse el cilindro neumático, la placa junto con el calentador sube y baja, a su vez posee 4 guías de punzón para darle mayor estabilidad al movimiento.

El punzón se ajusta al calentador por medio de pernos. En la base de la estructura se encuentra la porta matriz, en cuyo interior se encuentra la matriz de la máquina el cual también se ajusta por medio de pernos. El panel de control se encuentra en la parte superior de la estructura mecánica.



**Figura 3.1 - Diseño de forma de prensa**

Fuente: .Elaboración propia

## 3.2 Análisis de Fuerzas

### Fuerza de embutido

Usando la ecuación 2.3 y las dimensiones que se muestran en los planos del Apéndice D se obtiene que el diámetro del disco para realizar el embutido es:

$$D = 140 [mm]$$

Conociendo el diámetro D y usando la ecuación 2.2, se obtuvo una fuerza de embutición de:

$$P_d = 145 [N]$$

### Fuerza de fricción:

La fuerza de fricción se obtuvo mediante la ecuación 2.4, lo que nos da:

$$F_f = 30.28 [N]$$

### Fuerza de sujetadores

Usando la ecuación 2.6 y las dimensiones del envase que se muestran en el Apéndice D se obtuvo que la relación de embutido es:

$$R = 0,41$$

Teniendo en cuenta, que el criterio de reducción de embutido es específicamente para láminas metálicas, cuyos esfuerzos de tracción son mucho mayores que el de la hoja de achira, y debido a la investigación teórica realizada sobre máquinas y procesos de elaboración de envases a partir de hojas de plantas en las cuales se observó que no usaban sujetadores durante el proceso, se optó por no implementar sujetadores.

De esta forma, se obtuvo que la fuerza total que deberá ejercer el pistón para embutir la lámina es de:

$$F_{total} = 205 [N]$$

## Deformación y Esfuerzo durante el prensado

### Para materiales Isotrópicos

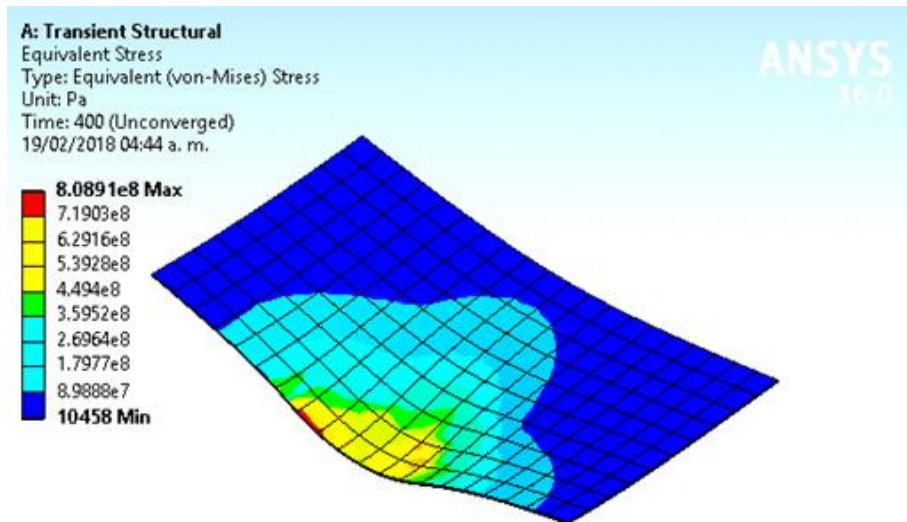


Figura 3.2.- Distribución de esfuerzos a lo largo de la lámina

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

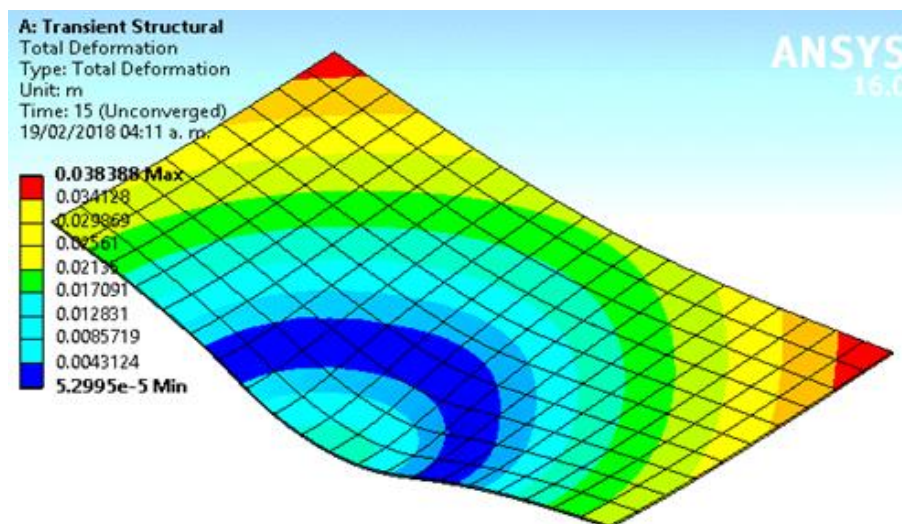


Figura 3.3.- Deformación a lo largo de la lámina

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

## Para materiales anisotrópicos

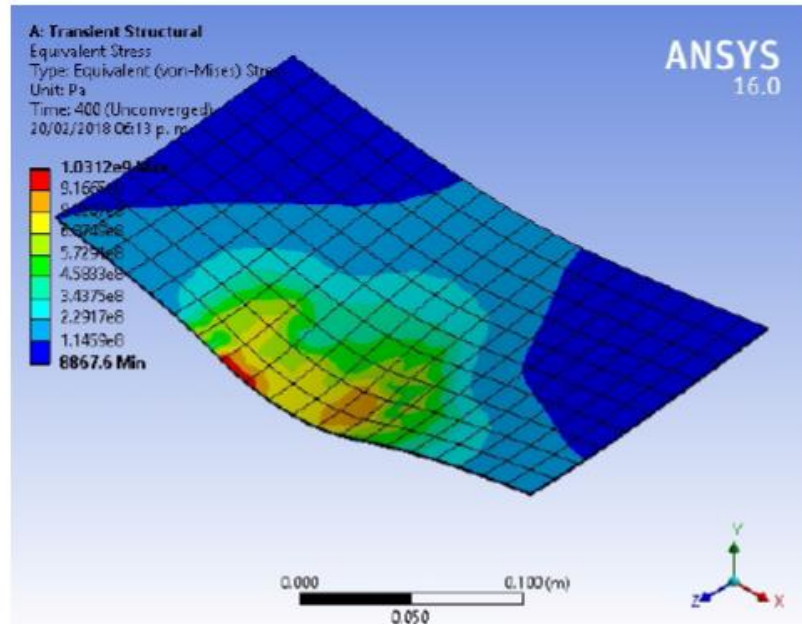


Figura 3.4.- Distribución de esfuerzos a lo largo de la lámina

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

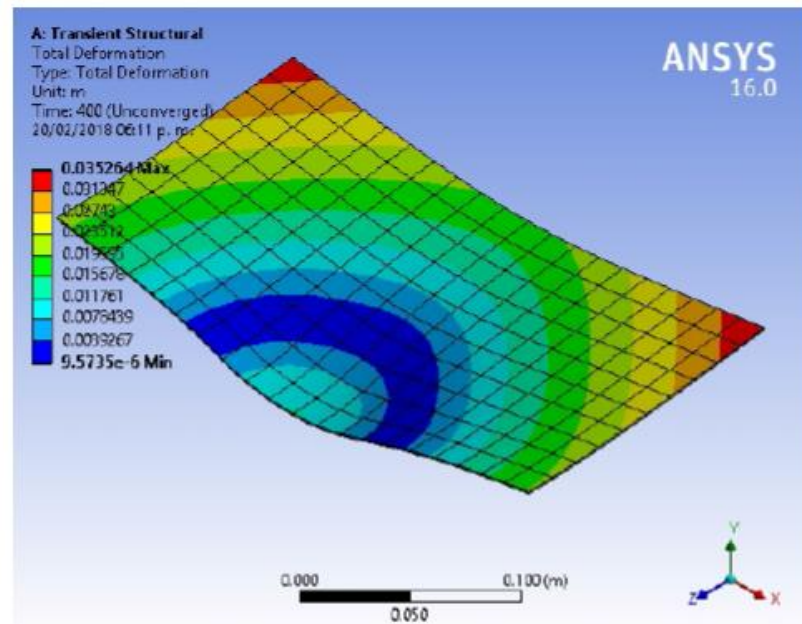


Figura 3.5.- Deformación a lo largo de la lámina

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

### 3.3 Diseño de sistema neumático

La tabla 3.1 muestra las dimensiones principales obtenidas del cilindro neumático mediante el catálogo de Festo, debido a que el diámetro del émbolo es de 25 mm y la longitud de carrera es de 200 mm, Festo sugiere usar cilindros neumáticos en bases a las normas ISO 6432 o 21287 (ver Tabla 2.8). Se optó por usar cilindros bajo la norma ISO 21287 debido a que poseen la ventaja que permiten ahorrar más espacio en comparación con los tamaños de los cilindros según la norma ISO 15552, además que la sujeción de estos cilindros es mucho más sencilla.

**Tabla 3.1.- Dimensiones del cilindro del sistema neumático**

<b>Diámetro del émbolo</b>	25 [mm]
<b>Diámetro del vástago</b>	8 [mm]
<b>Longitud de carrera</b>	230 [mm]

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

En base a estas consideraciones, se seleccionó el cilindro neumático ADN-25-230-A-P-A la ficha técnica de este cilindro se muestra en el Apéndice E.

#### **Gasto de aire del cilindro neumático**

La estimación del gasto de aire del cilindro neumático se realiza mediante la ecuación 7 que se muestra en la sección anterior. Usando una presión de alimentación de 6 bares y las dimensiones del cilindro neumático que se muestra en la Tabla 3.1 se obtiene un gasto de aire del ciclo aproximado de:

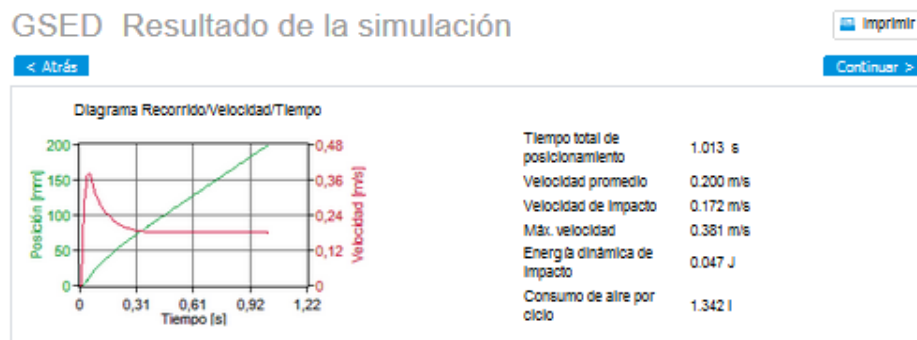
$$Q = 1,034 [N]$$

Este gasto representa la cantidad promedio de aire necesario para que el cilindro se mueva desde su posición inicial hasta una carrera de 200 mm y regrese hasta su posición inicial, en este cálculo no se consideran las pérdidas por tubería.

A su vez, mediante el software en línea que posee Festo, se realizó una simulación que proporciona información con respecto a la cantidad de aire consumido del cilindro neumático en función del tiempo de posicionamiento y las longitudes de



mangueras neumáticas desde el compresor a la electroválvula de 2 metros y de la electroválvula al cilindro neumático de 1 metro, y un tiempo de posicionamiento de 1 segundo para que el cilindro recorra 200 mm, el diámetro de las mangueras neumáticas es de 4 mm según lo recomienda el software para el cilindro neumático seleccionado. De esta forma se obtuvieron los resultados que se muestran a continuación



**Figura 3.6.- Resultados de simulación de cilindro neumático con un tiempo de posicionamiento de 1s y longitud de carrera de 200mm**

Fuente:Festo

Se observa que estableciendo un tiempo de posicionamiento de 1 segundo para que el cilindro recorra de 0 a 200 mm, el tiempo real del será de 1,013 segundos, y el consumo de aire por será de 1,342 litros que es muy cercano al valor calculo anteriormente, esto es debido a que las longitudes de las mangueras no son largas por lo tanto la perdida no es elevada. Por lo tanto, el consumo  $Q'$  de aire por segundos del cilindro neumático por será de:

$$Q' = 1,034 [N]$$

### Selección del compresor

Usando una presión de alimentación del sistema de 6 bares, el consumo de aire del cilindro neumático de 1,416 l/s y la tabla 2.9 se procedió a seleccionar la potencia necesaria del compresor neumático, se observa que para un gasto de 1,416 l/s la capacidad del compresor es de 0,75 HP. Por lo tanto, la capacidad  $W$  del compresor será de:

$$W = 0,75 [HP]$$

La tabla 3.2 muestra los resultados obtenidos para el sistema neumático de la maquina:

**Tabla 3.2.- Resultados obtenidos del sistema neumático**

Componente	Características
Cilindro neumático	Modelo ADN-25-230-A-P-A
Pernos de sujeción del cilindro neumático	M5
Placa de acoplamiento (cilindro-porta punzón)	Modelo KSZ-M8 (ver Apéndice F)
Diámetro de tuberías neumáticas	4 mm
Válvula neumática	Electroválvula de 5 vías, 3 posiciones
Litros de aire por minuto	Aproximadamente 3 litros/min
Capacidad del compresor	0,75 HP
Indicador de posición	Final de carrera
Presión de alimentación	6 bares

Fuente: Elaboración Propia

### 3.1 Diseño de matriz y punzón

Las tablas 3.4 y 3.5 muestran las características de la matriz, el punzón y las resistencias eléctricas empleadas para mantener la temperatura a 150°C y embutir el recipiente biodegradable.

**Tabla 3.3.- Resultados obtenidos para el calentamiento del punzón a 150 °C**

Punzón	
Material	Aluminio
Dimensiones	Ø164 mm, 42,10 mm Altura (ver Apéndices)
Perno de sujeción	M4
Resistencia eléctrica	
Tipo de resistencia	Resistencia plana
Material	Acero inoxidable
Dimensiones	Ø100 mm, 4 mm espesor (ver Apéndice)

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

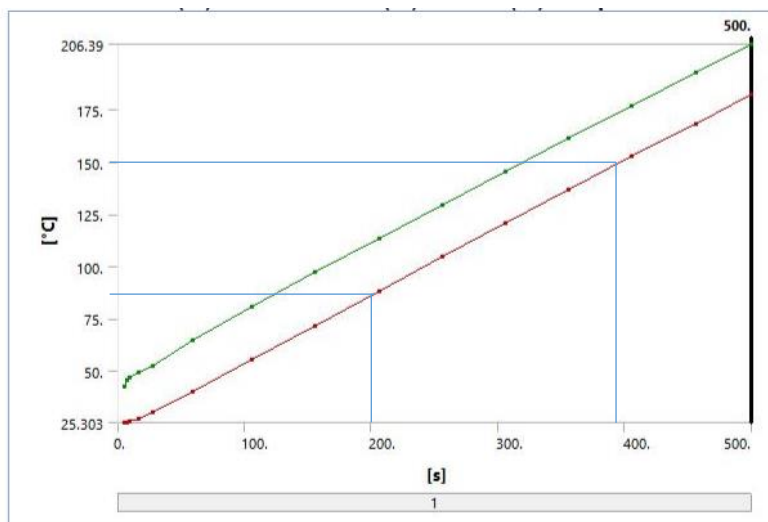
**Tabla 3.4.- Resultados obtenidos para el calentamiento de la matriz a 150 °C**

<b>Matriz</b>	
Material	Aluminio
Dimensiones	170 x 170 x 45 mm (ver Apéndice)
Perno de sujeción	M4
<b>Resistencia eléctrica</b>	
Tipo de resistencia	Resistencia plana
Material	Acero inoxidable
Dimensiones	135 x 135 x 4 mm

Fuente: Elaboración Propia

### 3.2 Potencia de calentamiento

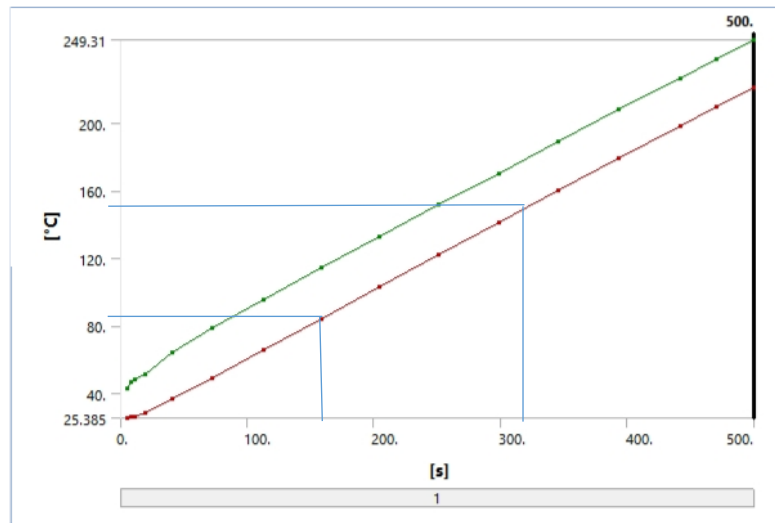
#### Potencia de calentamiento del punzón



**Figura 3.7.- Relación temperatura- tiempo del punzón con resistencia de 200W**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

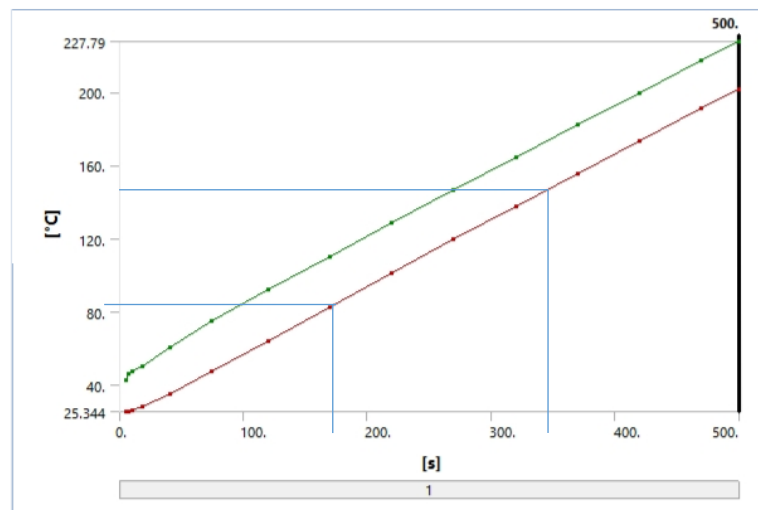


**Figura 3.8.- Relación temperatura- tiempo del punzón con resistencia de 400W**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

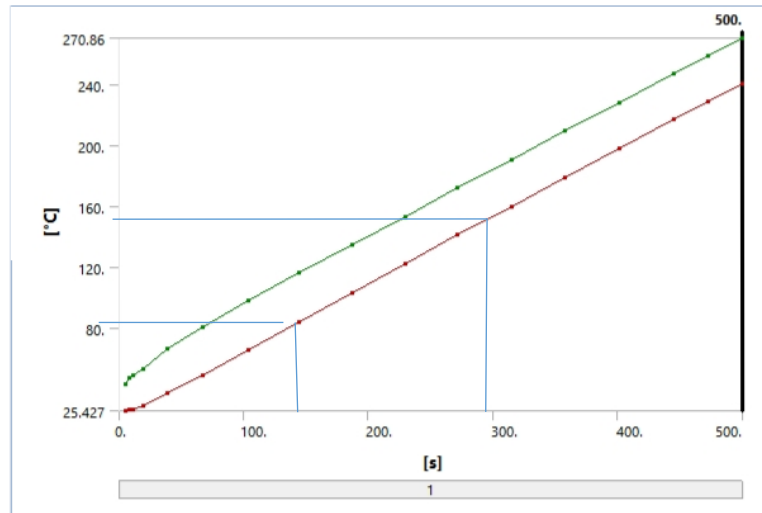
### Potencia de calentamiento de la matriz



**Figura 3.9.- Relación temperatura- tiempo de la matriz con resistencia de 200W**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia



**Figura 3.10.- Relación temperatura- tiempo de la matriz con resistencia de 400W**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia

Las figuras anteriores muestran la variación de temperatura en función del tiempo a potencias de 200 W y 400 W del punzón y matriz respectivamente, tal como se esperaba a mayor potencia es menor el tiempo que se necesita para alcanzar la temperatura de prensado en la superficie tanto del punzón como de la matriz, en las tablas mostradas a continuación se detalla el tiempo para alcanzar la temperatura de prensado de la achira de 83° y el tiempo cuando el prensado es a una temperatura de 150°

**Tabla 3.5.- Relación temperatura- tiempo del Punzón**

Potencia	Tiempo	Tiempo
Potencia	T = 83°	T= 150°
<b>200W</b>	200	400
<b>400W</b>	160	350

Fuente: Elaboración Propia.

**Tabla 3.6.- Relación temperatura- tiempo de la matriz**

Potencia	Tiempo	Tiempo
Potencia	T = 83°	T= 150°
200W	180	320
400W	145	300

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

### 3.3 Diseño estructural

Todos los cálculos realizados a continuación se realizaron tomando en cuenta los siguientes pesos, los cuales fueron obtenidos una vez fueron modelados.

**Tabla 3.7.- Peso de elementos principales de prensa**

Elemento	Masa [gr]	Peso [N]
Porta Punzón	310,88	3,05
placa superior	1900,90	18,65
Punzón	1030,72	10,11
resistencia	250,42	2,46
Cilindro neumático	685,00	6,72
Placa del cilindro	104,08	1,02
Matriz	2734,86	26,83
Ejes	40,32	0,40
Apoyo de eje	12,17	0,12
Rodamiento	199,50	1,96
Viga Horizontal	371,71	3,65
Columna	289,15	2,84
Resistencia	2,46	0,02
Placa inferior	1909,27	18,73
Estructura base	2438,61	23,92

Fuente: Elaboración Propia

#### Diseño de Placa superior

La Tabla 3.9 muestra los resultados de la placa superior. Para el análisis estático estos resultados se obtuvieron usando el método de Von Mises y las ecuaciones

planteadas en la sección anterior, tomando como consideración que la fuerza máxima que deberá soportar la placa será de 290 N. El material utilizado es acero inoxidable AISI 304 con un esfuerzo de fluencia de 276 MPa y resistencia mínima a la tensión de 568 MPa, las longitudes de la placa son 400x200. Se observa que con un espesor de 3 mm se obtiene un factor de seguridad de 3,68.

**Tabla 3.8 Análisis estático realizado a la placa superior**

Espesor [mm]	F. Cortante [N]	M. Flector [Nm]	Esf Flex*Kf	Cortante*Kf	Von Mises	Factor seguridad
2	145	14,5	168562500	842812,50	168568821	1,64
3	145	14,5	74916666,67	561875,00	74922987,49	3,68
4	145	14,5	42140625	421406,25	42146945,62	6,55
5	145	14,5	26970000	337125,00	26976320,35	10,23

Fuente: Elaboración Propia

Para el análisis por fatiga se empleó el criterio de Goodman modificado para obtener el factor de seguridad, considerando una carga mínima de 24 N que corresponde a los pesos de los componentes que sostendrá el cilindro neumático y una carga máxima de 290 N que se produce cuando el cilindro neumático ejerce la fuerza máxima, de igual forma se consideró la presencia de concentradores de esfuerzos. Observamos como para el espesor de 3mm el factor de seguridad por fatiga es de 3,25.

**Tabla 3.9 Análisis de fatiga realizado a la placa superior**

Espesor mm	Inercia	$\sigma_a$ ,nom	$\sigma_m$ ,nom	$\sigma_{max}$	$\sigma_a$	$\sigma_m$	n
2	1,33333E-10	49875000	58875000	108750000	77306250	91256250	1,45
3	4,5E-10	22166666,67	26166666,67	48333333,33	34358333,33	40558333,33	3,25
4	1,06667E-09	12468750	14718750	27187500	19326562,5	22814062,5	5,79
5	2,08333E-09	7980000	9420000	17400000	12369000	14601000	9,04

Fuente: Elaboración Propia

### Diseño de viga superior

La Tabla 3.11 muestra los resultados de la viga superior. Para el análisis estático estos resultados se obtuvieron usando el método de Von Mises y las ecuaciones planteadas en la sección anterior, tomando como consideración que la fuerza máxima que deberá soportar la viga será de 307 N. Esta fuerza se calculó considerando los pesos del cilindro neumático, el porta punzón, punzón y la placa superior y la

fuerza del actuador. El material utilizado es acero inoxidable AISI 304 con un esfuerzo de fluencia de 276 MPa y resistencia mínima a la tensión de 568 MPa.

**Tabla 3.10 Análisis estático realizado a la viga superior**

<b>Sy [Pa]</b>	276000000						
<b>Carga [N]</b>	307						
<b>Longitud [m]</b>	0,4						
<b>ancho</b>	<b>espesor</b>	<b>Fuerza cortante</b>	<b>Momento</b>	<b>Esfuerzo Flexion</b>	<b>esfuerzo cortante</b>	<b>Von mises</b>	<b>n</b>
0,025	0,0012	76,75	14,915	16072198,28	1406609,159	16072198,3	17,17
0,025	0,0015	76,75	14,915	15281762,3	1304592,725	15281762,3	18,06
0,025	0,0018	76,75	14,915	13412769,78	1116712,5	13412769,8	20,58
0,025	0,002	76,75	14,915	12512583,89	1024406,46	12512583,9	22,06
0,05	0,0014	76,75	14,915	3578454,894	652581,238	3578454,89	77,13
0,05	0,0015	76,75	14,915	3368337,85	611764,0583	3368337,85	81,94

Fuente: Elaboración Propia

Para el análisis por fatiga se empleó el criterio de Goodman modificado para obtener el factor de seguridad, considerando una carga mínima de 42 N que corresponde a los pesos de los componentes que sostendrá la viga y una carga máxima de 307 N que se produce cuando el cilindro neumático ejerce la fuerza máxima. Observamos como con una viga cuadrada de 1"x1,2 mm se obtiene un factor de seguridad de 4,92.

**Tabla 3.11 Análisis de fatiga realizado a la viga superior**

<b>F max [N]</b>	290	<b>Mmax [Nm]</b>	14,5				
<b>F min [N]</b>	24	<b>Sut [Pa]</b>	568000000				
<b>Fa [N]</b>	133	<b>Ma [Nm]</b>	6,65				
<b>Fm [N]</b>	157	<b>Mm [Nm]</b>	7,85				
<b>Kfm=Kf=Kt</b>	1,55	<b>Se [Pa]</b>	145670467				
<b>Espesor mm</b>	<b>Inercia</b>	<b><math>\sigma_a, nom</math></b>	<b><math>\sigma_m, nom</math></b>	<b><math>\sigma_{max}</math></b>	<b><math>\sigma_a</math></b>	<b><math>\sigma_m</math></b>	<b>n</b>
1,2	1,16E-08	14278017,24	18803879,31	33081896,55	22130926,7	29146012,93	4,92
1,5	1,22E-08	13575819,67	17879098,36	31454918,03	21042520,5	27712602,46	5,17
1,8	1,39E-08	11915467,63	15692446,04	27607913,67	18468974,8	24323291,37	5,90
2	1,49E-08	11115771,81	14639261,74	25755033,56	17229446,3	22690855,7	6,32

Fuente: Elaboración Propia



### Diseño de columnas

La tabla 3.9 muestra los resultados obtenidos al realizar el análisis de la carga crítica que podrá soportar la columna usando las dimensiones comerciales obtenidas del catálogo DIPAC y una longitud de columna de 30 cm, esta longitud se calculó en base a las alturas de la matriz y el punzón, los espesores de placa y la carrera del cilindro neumático.

De acuerdo con las ecuaciones planteadas en la sección 2.4.4, la columna se encuentra dentro de la categoría de “columna corta” por lo cual se usó la ecuación de esfuerzo axial para determinar el factor de seguridad, el material utilizado es acero inoxidable AISI 304.

**Tabla 3.12 Características de las columnas de la máquina**

Columnas	
Sección transversal	cuadrada
Longitud	310 mm
Dimensiones de sección trasversal	25,4 x 25,4 x 1,2 mm
Material	Acero inoxidable AISI 304
Carga máxima antes del pandeo	34000 N
Factor de seguridad	45
Ancho de soldadura	3 mm
Electrodo	E6011
Pernos de sujeción	M4x0.7
Factor de seguridad estático de junta empernada	8,6
Factor de seguridad por fatiga de junta empernada	3,8

Fuente: Elaboración Propia

### Diseño de Guías

La selección de las guías de la máquina se realizó siguiendo las especificaciones del catálogo Thomson. Debido a que las cargas presentes en la máquina no son tan elevadas, se obtuvo un diámetro del eje de las guías de 8 mm suficiente para soportar las cargas que se producirán durante el proceso de embutido. La tabla muestra las características de las guías seleccionadas.

**Tabla 3.13 Características de las guías**

<b>Diámetro del eje</b>	8 mm
<b>Longitud del eje</b>	300 mm
<b>Material del eje</b>	Aluminio
<b>Soporte de eje</b>	SHF8
<b>Material del soporte</b>	Aluminio
<b>Rodamiento lineal</b>	Modelo SCS8UU

Fuente: Elaboración Propia

### **Diseño de Estructura Base**

Para los cálculos que requiere el diseño de la estructura base es importante entender cómo se cómo cambia la magnitud de la fuerza cuando el actuador se encuentra en su posición final.

Cuando el actuador se encuentra en su posición inicial, sobre la estructura base actúan dos fuerzas significativas; la fuerza  $P_m$  que es el peso de la matriz la cual actúa sobre el centro de la estructura, y la fuerza  $P_t$  que es el peso de todos los elementos que se apoyan sobre esta.

Cuando el actuador se encuentra en su posición final, la magnitud de las fuerzas  $P_m$  y  $P_t$  cambia de la siguiente manera; a ambas fuerzas se les suma la fuerza del aire que mueve al actuador y además a se le restará a  $P_t$  el peso del punzón ya que este se apoyará sobre la matriz y por lo tanto su peso debe sumarse a la fuerza  $P_m$ .

Las tablas de resultados detalladas a continuación muestran los resultados obtenidos cuando el actuador se encuentra en su posición inicial, estas tablas indican el factor de seguridad para distintas características geométricas de cada placa o viga según sea el caso, y para esto se utilizó el método de Von Mises y las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior. En donde la fuerza  $P_m$  es de 38,31N y la fuerza  $P_t$  es de 112.67N.

En la tabla 3.15 se muestran los resultados para la placa plana que se apoya sobre la estructura la cual posee una longitud de 40cm y un ancho de 20cm. Al igual que

en la placa superior el material utilizado es acero ASTM A36 debido a sus excelentes propiedades mecánicas.

**Tabla 3.14.-Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de placa de estructura base con actuador en posición inicial.**

Fuerza Cortante Máx. [N]	Momento Flector Máx [Nm]	Espesor [m]	Ancho [m]	Inercia	Esfuerzo Cortante [Pa]	Esfuerzo Flector [Pa]	Esfuerzo Von Misses [Pa]	Esfuerzo Acero A36 [Pa]	Factor de Seguridad
32,79	0,328	0,001	0,2	2E-11	2E+05	1E+07	1E+07	2,5E+08	25,39
32,79	0,328	0,002	0,2	1E-10	1E+05	2E+06	2E+06	2,5E+08	101,3
32,79	0,328	0,004	0,2	1E-09	61487	6E+05	6E+05	2,5E+08	400,6
32,79	0,328	0,006	0,2	4E-09	40991	3E+05	3E+05	2,5E+08	885,4
32,79	0,328	0,008	0,2	9E-09	30743	2E+05	2E+05	2,5E+08	1537
32,79	0,328	0,01	0,2	2E-08	24595	98379	1E+05	2,5E+08	2332

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3.16 se muestran los resultados para cada una de las configuraciones de placa que forman parte de la estructura sobre la que se apoya la placa, cuyas características geométricas se detallaron en el capítulo anterior. Al igual que en la placa el material utilizado es acero ASTM A36 debido a sus excelentes propiedades mecánicas.

**Tabla 3.15.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de vigas de estructura base con actuador en posición inicial.**

	Fuerza Cortante Máx. [N]	Momento Flector Máx [Nm]	Espesor [m]	Ancho [m]	Inercia	Esfuerzo Cortante [Pa]	Esfuerzo Flector [Pa]	Esfuerzo Von Misses [Pa]	Esfuerzo Acero A36 [Pa]	Factor de Seguridad
Configuración 1	34,94	1,708	0,025	0,003	4E-09	7E+05	6E+06	6E+06	27500000	4,722
	34,94	1,708	0,038	0,003	1E-08	5E+05	2E+06	2E+06	27500000	11,02
Configuración 2	22,73	0,804	0,025	0,003	4E-09	5E+05	3E+06	3E+06	27500000	9,835
	22,73	0,804	0,038	0,003	1E-08	3E+05	1E+06	1E+06	27500000	22,4
Configuración 3	22,73	1,608	0,025	0,003	4E-09	5E+05	5E+06	5E+06	27500000	5,077
	22,73	1,608	0,038	0,003	1E-08	3E+05	2E+06	2E+06	27500000	12,03
Configuración 4	3,058	0,11	0,025	0,003	4E-09	62408	4E+05	4E+05	27500000	72,06
	3,058	0,11	0,038	0,003	1E-08	40236	2E+05	2E+05	27500000	164,3
Configuración 5	13,42	0,581	0,025	0,003	4E-09	3E+05	2E+06	2E+06	27500000	13,79
	13,42	0,581	0,038	0,003	1E-08	2E+05	8E+05	9E+05	27500000	31,92

Fuente: Elaboración Propia

Además, la estructura base también posee una columna central, cuyos resultados de análisis estático se muestran a continuación en la tabla 3.17

**Tabla 3.16.- Relación entre carga crítica de pandeo y la carga aplicada de la columna con actuador en posición inicial**

dext [m]	dint [m]	h altura [m]	Area [m2]	Le/r	Pcrit [N]	Pcrit/CarApl
0.1	0.06	0.04	0.00502655	0.79207921	1105822.18	28865.1053

Fuente: Elaboración Propia

A continuación, se mostrarán los resultados obtenidos en la situación crítica cuando el actuador se encuentra en su posición final, estas tablas indican el factor de seguridad para distintas características geométricas de cada placa o viga según sea el caso, para esto se utilizó el método de Von Mises y las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior. En donde la fuerza  $P_m$  es de 450.52 N y la fuerza  $P_t$  es de 422.46 N.

En la tabla 3.18 se muestran los resultados para la placa plana que se apoya sobre la estructura la cual posee una longitud de 40cm y un ancho de 20cm.

**Tabla 3.17 Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de placa de estructura base con actuador en posición final.**

Fuerza Cortante Máx. [N]	Momento Flector Máx [Nm]	Espesor [m]	Ancho [m]	Inercia	Esfuerzo Cortante [Pa]	Esfuerzo Flector [Pa]	Esfuerzo Von Mises [Pa]	Esfuerzo Acero A36 [Pa]	Factor de Seguridad
160,2	16,02	0,001	0,2	2E-11	1E+06	5E+08	5E+08	3E+08	0,52006
160,2	16,02	0,002	0,2	1E-10	6E+05	1E+08	1E+08	3E+08	2,08017
160,2	16,02	0,003	0,2	5E-10	4E+05	5E+07	5E+07	3E+08	4,68016
160,2	16,02	0,004	0,2	1E-09	3E+05	3E+07	3E+07	3E+08	8,31975
160,2	16,02	0,008	0,2	9E-09	2E+05	8E+06	8E+06	3E+08	33,264
160,2	16,02	0,01	0,2	2E-08	1E+05	5E+06	5E+06	3E+08	51,9575

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 3.19 se muestran los resultados para cada una de las configuraciones de placa que forman parte de la estructura sobre la que se apoya la placa, cuyas características geométricas se detallaron en el capítulo anterior.

**Tabla 3.18.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis estático de vigas de estructura base con actuador en posición final.**

	Fuerza Cortante Máx. [N]	Momento Flector Máx [Nm]	Espesor [m]	Ancho [m]	Inercia	Esfuerzo Cortante [Pa]	Esfuerzo Flector [Pa]	Esfuerzo Von Misses [Pa]	Esfuerzo Acero A36 [Pa]	Factor de Seguridad
Configuración 1	240,7	11,25	0,025	0,003	4E-09	5E+06	4E+07	4E+07	3E+08	6,50213
	240,7	11,25	0,038	0,003	1E-08	3E+06	2E+07	2E+07	3E+08	15,13
Configuración 2	160,3	5,61	0,019	0,003	2E-09	4E+06	3E+07	3E+07	3E+08	7,83005
	160,3	5,61	0,025	0,003	4E-09	3E+06	2E+07	2E+07	3E+08	13,3039
Configuración 3	160,3	11,33	0,019	0,003	2E-09	4E+06	6E+07	6E+07	3E+08	3,95467
	160,3	11,33	0,025	0,003	4E-09	3E+06	4E+07	4E+07	3E+08	6,81354
Configuración 4	11,87	0,677	0,019	0,003	2E-09	3E+05	4E+06	4E+06	3E+08	65,9844
	16,16	0,921	0,025	0,003	4E-09	3E+05	3E+06	3E+06	3E+08	83,3498
Configuración 5	1,165	0,023	0,019	0,003	2E-09	30650	1E+05	1E+05	3E+08	1791,51
	1,165	0,023	0,025	0,003	4E-09	23294	74542	84761	3E+08	2949,48

Fuente: Elaboración Propia

Los resultados obtenidos de análisis estático para la columna de la estructura se muestran a continuación en la tabla 3.20

**Tabla 3.19.- Relación entre carga crítica de pandeo y la carga aplicada de la columna con actuador en posición inicial**

dext [m]	dint [m]	h altura [m]	Area [m2]	Le/r	Pcrit [N]	Pcrit/CarApl
0.1	0.06	0.04	0.00502655	0.79207921	1105822.18	2454.54

Fuente: Elaboración Propia

Al estar la estructura base bajo cargas variables se realizó un análisis de fatiga para comprobar si el espesor seleccionado es el adecuado. La Tabla 3.21 muestra los factores de seguridad obtenidos para la placa en la que actúan cargas mínimas y máximas anteriormente detalladas.

**Tabla 3.20.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis por fatiga de placa de estructura base.**

Espesor [m]	Se´	Se	Esfuerzo Nominal	Esfuerzo Residual	Factor de Seguridad de fatiga
0,001	1,3E+08	6,5E+07	2,4E+08	2,5E+08	0,13429
0,002	1,3E+08	6,5E+07	5,9E+07	6,1E+07	0,53713
0,003	1,3E+08	6,5E+07	2,6E+07	2,7E+07	1,20849
0,006	1,3E+08	6,5E+07	1,5E+07	1,5E+07	2,14828
0,008	1,3E+08	6,5E+07	3676474	3839154	8,58926
0,01	1,3E+08	6,5E+07	2352209	2459415	13,4162

Fuente: Elaboración Propia

La Tabla 3.22 muestra los factores de seguridad obtenidos para las diferentes configuraciones de las vigas de la estructura base en la que actúan cargas mínimas y máximas anteriormente detalladas.

**Tabla 3.21.- Factores de seguridad obtenidos a diferentes espesores mediante análisis por fatiga de platinas de estructura base**

	Altura [m]	Se´	Se	Esguerzo Nominal	Esfuerzo Residual	F. Seguridad de fatiga
<b>Configuración 1</b>	0.025	1,3E+08	6,5E+07	1,6E+07	2,2E+07	1,67895
	0.038	1,3E+08	6,5E+07	7013573	9509880	3,90679
<b>Configuración 2</b>	0.025	1,3E+08	6,5E+07	1,5E+07	1,7E+07	2,02184
	0.038	1,3E+08	6,5E+07	8781816	1E+07	3,43526
<b>Configuración 3</b>	0.025	1,3E+08	6,5E+07	2,7E+07	3,6E+07	1,02116
	0.038	1,3E+08	6,5E+07	1,7E+07	1,9E+07	1,75936
<b>Configuración 4</b>	0.025	1,3E+08	6,5E+07	1703579	2085196	17,0382
	0.038	1,3E+08	6,5E+07	835953	2163456	21,5221
<b>Configuración 5</b>	0.025	1,3E+08	6,5E+07	-84832	224379	462,594
	0.038	1,3E+08	6,5E+07	-31140	115900	761,6

Fuente: Elaboración Propia

**Tabla 3.22 Características de estructura base**

<b>Estructura base</b>	
Dimensiones de sección transversal de platinas	38.1 X 3 mm
Material	Acero inoxidable AISI 304
Carga soportada máxima soportada por la estructura	320 N
Factor de seguridad mínimo por fatiga	1.75
Ancho de soldadura	3 mm
Electrodo	E6011
Pernos de sujeción	M4x0.7

Fuente: Elaboración Propia

### **3.4 Juntas empernadas**

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para cada una de las juntas empernadas que se encuentran en el diseño.

En donde para cada junta se probaron 4 valores de diámetro inicial con el fin de realizar una correcta selección.

#### **Junta de columnas a placa superior e inferior**

El diseño de esta junta se realizó siguiendo la metodología planteada en el capítulo 2, en el cual la junta está sometida a tensión. Los materiales de las juntas son los mismo, acero inoxidable AISI 304. La tabla 3.24 muestra el resultado obtenido usando un perno M4x0,7.

**Tabla 3.23 Factor de seguridad de junta empernada de las columnas**

<b>Di</b>	<b>Espesor Placa 1</b>	<b>Espesor Placa 2</b>	<b>Longitud de perno</b>	<b>Fuerza Total</b>	<b>Nº de pernos</b>	<b>Fuerza individual</b>	<b>Nc</b>	<b>Ns</b>	<b>Nf</b>
4	3	3	18	315	4	78,75	8,61	34,32	3,79

Fuente: Elaboración Propia

#### **Junta Punzón-Porta Punzón**

La junta Punzón-Porta punzón está sometida a tensión con dos materiales diferentes que corresponde al acero inoxidable del porta punzón y al aluminio del

punzón. La tabla 3.25 muestra los resultados obtenidos usando un perno de acero inoxidable M4 x 0.7 y M5 x 0,8.

**Tabla 3.24 Factor de seguridad de junta empernada punzón-porta punzón**

Di	Espesor Placa 1	Espesor Placa 2	Longitud de perno	F. Total	Nº de pernos	F. individual	K1	K2	K3	Nc	Nf
4	3	5	18	278	2	139	52,56	61,48	20,4	30,6	2,61
5	3	5	18	278	2	139	65,48	76,71	24,4	34,5	3,31

Fuente: Alvia, Albán, 2017

### Junta matriz-base

En la junta empernada de matriz y estructura base se tiene dos tipos de junta, juntas sometidas a carga axial que son los pernos que se encuentran sobre la estructura base y juntas sometidas a carga cortante que son los pernos que se encuentran en los laterales de la matriz.

Para las juntas sometidas a carga axial se obtuvieron los siguientes resultados en donde la fuerza total corresponde a la suma del peso de los componentes que se apoyan sobre la estructura base y de la fuerza ejercida por el aire.

**Tabla 3.25 Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la matriz**

Di	Espesor Placa 1	Espesor Placa 2	Longitud de perno	Fuerza Total	Nº de pernos	Fuerza individual	Nc	Ns	Nf
8	3	3	25.4	357.4	4	89.35	22.97	101	10.0162864
6	3	3	21.4	357.4	4	89.35	12.63	53.64	6.11563122
4	3	3	16.4	357.4	4	89.35	7.595	30.25	3.37640629
3	3	3	16.4	357.4	4	89.35	4.351	17.26	2.07923293

Fuente: Elaboración Propia

En donde:

*Nc, factor de seguridad de carga*

*Ns, es el factor de seguridad de separación*

*Nf, es el factor de seguridad por cargas dinámicas*



Para la junta empernada sometida a cortante se obtuvieron los siguientes resultados, en donde para calcular el factor de fatiga se utilizó Goodman

**Tabla 3.26.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la matriz**

Fuerza	Di	Nc	Nf
75.475	3	56.42691674	6.35

Fuente: Elaboración Propia

### **Junta de soporte a mesa de trabajo**

Se diseñaron juntas de soporte en la prensa para que se emperne sobre una mesa, no se conoce en que superficie se vaya a colocar la prensa, pero para el diseño de esta junta se asumió que la prensa se colocará sobre una mesa de aluminio de 3 mm de espesor. Los resultados obtenidos varían según el espesor de la mesa y el material de esta.

**Tabla 3.27.- Factores de seguridad para diferentes diámetros de juntas empernadas de la prensa**

Di	Espesor Placa 1	Espesor Placa 2	Longitud de perno	Fuerza Total	Nº de pernos	Fuerza individual	Nc	Ns	Nf
8	3	3	25.4	376.1	4	94.025	21.8	120.8	6.67
6	3	3	21.4	376.1	4	94.025	11.98	63.2	4.05
4	3	3	16.4	376.1	4	94.025	7.208	34.53	2.21
3	3	3	16.4	376.1	4	94.025	4.13	19.66	1.40

Fuente: Elaboración Propia

### **3.5 Análisis económico**

En esta sección se muestran los costos de los materiales y componentes de la máquina, costos de diseño, así como también los insumos y manos de obra necesarios para la elaboración de la misma.

### Costos de materiales

La Tabla 3.29 muestra los materiales necesarios para la construcción de la máquina con sus respectivos costos en el mercado local:

**Tabla 3.28.- Costos de materiales**

Material	Cantidad	Costo unitario \$	Costo Total \$
Tubería cuadrada AISI 304 de 1 1/4 " x 1,2mm	1	37,85	37,85
Cilindro neumático Ø25 mm x 230 mm de carrera	1	125,45	125,45
Placa de sujeción para cilindro neumático	1	22,7	22,7
Electroválvula 5 vías 3 posiciones	1	230,85	230,85
Válvula neumática 3 vías 2 posiciones	3	80,92	242,76
Valvula reguladora de caudal	2	76,23	152,46
Unidad de mantenimiento	1	119,42	119,42
Temporizador eléctrico	1	15	15
Relés	2	2	4
Racores / acoples neumáticos	4	1	4
Mangueras neumáticas de PUN 4x1,25	1	2	2
Resistencia electricas de 675 Watts	2	75,68	151,36
Bloque aluminio 180x180x50 mm	2	120	240
Sensor infrarojo	2	1,5	3
Plancha AISI 304 de 1,22x2,44 mts x 3 mm de espesor	1	296,61	296,61
Eje de aluminio de 8 mm x 400 mm	2	5	10
Rodamiento lineal de 8mm de diametro	2	8	16
Soportes para eje SHF de 8 mm de espesor	2	5	10
Pernos avellanados M5x0,8	16	0,25	4
Pernos M4x0,7	4	0,25	1
Soporte de final de carrera impreso	2	3	6
Soportes para sensor	2	5	10
<b>Total</b>			<b>1704,46</b>

Fuente: Elaboración Propia

### Costo de diseño

La Tabla 3.30 muestra el costo de diseño empleado en la máquina por hora de trabajo, considerando un ingreso promedio de \$1200 para un Ingeniero Mecánico, el costo por hora es de \$7,5 por lo tanto:

**Tabla 3.29.- Costos de diseño**

<b>Tema</b>	<b>Horas de trabajo [h]</b>	<b>Costo Total [\$]</b>
Investigación Teórica y pre diseños	50	375
Cálculo de elementos mecánicos	100	750
Diseño de elementos neumáticos	100	750
Diseño de elementos eléctricos	40	300
Simulaciones realizadas	20	150
Modelado de piezas en 3D y elaboración de planos	40	300
<b>Costo Total</b>		<b>2.625</b>

Fuente: Alvia, Albán, 2017

### **Costo de fabricación de matriz y punzón**

Para los costos de fabricación de la matriz y punzón se tomó en consideración parámetros como: maquinado de la pieza, rectificado, pruebas y ensayos, los cuales se detallan en la Tabla 3.31:

**Tabla 3.30.- Costos de fabricación de matriz y punzón**

<b>Servicio</b>	<b>Tiempo [h]</b>	<b>Costo por hora [\$]</b>	<b>Subtotal [\$]</b>
Servicio de torno	30	14	420
Servicio de fresadora	30	14	420
Servicio de taladro	4	14	56
Servicio de rectificado	2	14	28
<b>Costo total</b>			<b>924</b>

Fuente: Fuente: Elaboración Propia

### **Costos adicionales**

La Tabla 3.32 muestra costos adicionales para la fabricación de la máquina, como lo son: costos de soldadura, costos de montaje y calibración de las piezas y la pintura necesaria para la máquina.

**Tabla 3.31.- Costos adicionales en la fabricación de la máquina**

<b>Servicio</b>	<b>Tiempo [h]</b>	<b>Costo por hora [\$]</b>	<b>Subtotal [\$]</b>
Servicio de corte y soldadura	25	14	350
Servicio de montaje	5	10	50
Servicio de calibración	4	14	56
Pintura	1 und	30 (galón)	30
<b>Costo total</b>			<b>486</b>

Fuente: Fuente: Elaboración Propia

### **Costo total**

El costo total de la máquina será igual a la suma de los costos antes mencionados y se detallan en la Tabla 3.33

**Tabla 3.32.- Costo total**

<b>Costo</b>	<b>Subtotal [\$]</b>
Costo de materiales	1704,46
Costo de diseño	2625
Costo de matriz y punzón	924
Costos adicionales	486
<b>Costo total</b>	<b>5739,46</b>

Fuente: Fuente: Elaboración Propia

# CAPÍTULO 4

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Actualmente en el mercado se ofrecen varias alternativas de prensas para la elaboración de platos elaborados a partir de especies vegetales, estos diseños son accionados mediante un mecanismo de piñón-cremallera o mediante un mecanismo de palanca por lo que es necesario que el usuario u operador ejerza una fuerza que permita el funcionamiento de la máquina; además este tipo de mecanismos requieren el uso de lubricantes para un correcto funcionamiento lo cual podrían comprometer la calidad del producto. (UNITED STATES Patente nº US7270522 B2, 2007)

El diseño presentado en este documento posee un accionamiento electro-neumático por lo que basta con presionar un switch para iniciar su funcionamiento y al ser del tipo neumático se elimina el riesgo de contaminación por el uso de grasas o lubricantes; además posee una cuchilla incorporada en el punzón lo cual permite el corte de los bordes del plato durante el prensado.

Este diseño posee la ventaja de permitir el cambio de matriz y punzón haciendo posible la elaboración de platos de diferentes formas y tamaños; la matriz y el punzón se fijan a la estructura mediante juntas empernadas al igual que los demás componentes de la prensa, lo cual permite un fácil ensamble y posterior mantenimiento.

En la sección anterior se obtuvo la fuerza necesaria para embutir una hoja de achira, esta fuerza obtenida se trata de una aproximación debido a que no se consideraron las propiedades anisotrópicas de este material por falta del equipo necesario para realizar las pruebas que permitan obtener las características de la hoja. En el caso de requerir embutir otras especies vegetales es posible que la fuerza de embutición varíe ya que esta depende del espesor y de las propiedades mecánicas del material, por lo que si se utilizan especies vegetales con mayor resistencia y mayor espesor es posible que la fuerza de embutición requerida sea mayor como en el caso de la hoja de areca.

Se realizó una simulación con la finalidad de comprobar que se cumple lo que teóricamente se conoce para placas metálicas, lo cual indica que la deformación y los esfuerzos mayores se tienen en la curvatura exterior y en el radio de curvatura interior de la lámina. Los resultados obtenidos no fueron los esperados y esto se justifica debido a que no se utilizó el material adecuado ya que el software no contaba con el material al ser este un material poco común y no se tenían las propiedades necesarias para la creación del material en el software. Sin embargo, se realizó una simulación tomando en cuenta el espesor promedio de la lámina lo que nos permitió observar la distribución geométrica de esfuerzos y la deformación. Al ser la achira un material anisotrópico se analizó seleccionando un material con dichas características y además también se lo hizo para un material isotrópico lo que permitió observar las diferencias entre la distribución de esfuerzo para ambos tipos de material en donde se obtuvo que para un material isotrópico el esfuerzo se expande simétricamente mientras que para un material anisotrópico la expansión se da de forma irregular.

El cilindro seleccionado para el accionamiento de la máquina puede ejercer una fuerza máxima mayor a la fuerza calculada tomando en cuenta la diferencia que puede existir entre la fuerza teórica y real, además esto nos permite el prensado de hojas con mayor resistencia que requieren mayor fuerza de prensado.

Una de las variables más importantes dentro de este proceso es la temperatura de calentamiento de la hoja, la cual permite que la hoja mantenga la forma del punzón luego del proceso. Como se mencionó en el Capítulo 1, la temperatura dependerá de las dimensiones del recipiente y del espesor de la hoja de la planta, es por esto que la máquina fue diseñada con una temperatura que puede variar su temperatura hasta un máximo de 150 °C.

A su vez, debido a que se tiene pensado que la lámina a embutir este formada por una hoja de achira+ recubrimiento sólido+ hoja de achira + recubrimiento por dispersión se

optó por calentar tanto la matriz y el punzón, a diferencia de las patentes encontradas en las cuales solo se calentaba el punzón o se calentaban ambos a diferentes temperaturas. (P Kalita, 2008). Esto es debido a la presencia del recubrimiento sólido, por lo cual al calentar la matriz y el punzón a la misma temperatura nos aseguramos que la lámina se caliente de manera uniforme de ambos lados hasta llegar al recubrimiento que poseerá el recipiente.

Para tener control de la temperatura de la prensa se implementó un sensor de temperatura. Inicialmente se pretendía el uso del sensor LM35 pero esta opción fue descartada debido a que este sensor es usado para sensor temperatura por convección por lo que al estar en contacto con la resistencia su funcionamiento se vería afectado; otra de las opciones analizadas fue el uso de una termocupla pero debido a las características geométricas tanto de los moldes y del sensor no fue posible su uso ya que al requerir que se sense la temperatura de la superficie la colocación de este dispositivo interferiría en el prensado afectando la calidad del material. Es por esto que se decidió utilizar un sensor infrarrojo el cual posee la ventaja que permite sensor temperatura de una superficie a distancia sin comprometer los acabados finales del recipiente.

Tal como se observa en las en el capítulo anterior mientras mayor es la potencia, menor es el tiempo que le toma a la matriz y al punzón alcanzar la temperatura de prensado en la superficie; esto se relaciona directamente con el consumo de energía eléctrica de la prensa puesto que a mayor potencia entonces es mayor el gasto de energía. Se conoce que para entidades comerciales el valor del Kv/h es de 12ctvs por lo que mientras mayor sea la potencia de la resistencia mayor será el gasto económico. Por lo tanto, queda como decisión del cliente si desea hacer una mayor inversión para que el tiempo de calentamiento sea menor, o retardar el arranque de la maquina aumentando el tiempo de espera.

Como se trata de una prensa de matriz y punzón intercambiable se recomienda utilizar una resistencia de mayor potencia puesto que no se conoce la geometría de los otros moldes y es posible que estos tengan mayor tamaño y requieran una mayor potencia para lograr la temperatura deseada un tiempo óptimo.

Otra variable fundamental dentro de este proceso es el tiempo de embutido, el cual también dependerá del espesor de la hoja. La máquina fue diseñada con un circuito neumático, el cual le permite variar el tiempo que el punzón ejerce presión sobre la hoja mediante un temporizador.

A su vez, es posible variar la velocidad de desplazamiento del punzón mediante la válvula de estrangulación anti retorno la cual regula la cantidad de aire que ingresa al cilindro neumático. Al realizar una simulación en el software en línea que posee Festo, se realizó una estimación del tiempo de posicionamiento del cilindro a una velocidad de 0,080 m/s obteniendo que el tiempo necesario para recorrer los 200 mm de carrera y regresar es de 2,417 segundos, tomando en cuenta los 15 segundos que el punzón presionará la hoja se obtiene un tiempo total de 17,417 segundos por lo que se estima que la producción de la máquina a dicha velocidad es de 1 recipientes cada 18 segundos.

Mediante la variación de los parámetros anteriormente mencionados se pretende poder utilizar la máquina diseñada para el prensado de cualquier especie vegetal (mencionados en el Capítulo 1) para la elaboración de los envases biodegradables.

El material utilizado para la fabricación de la máquina es acero inoxidable según lo especifica la norma INEN EN 1672-2 para la construcción de maquinarias de procesamiento de alimentos, aunque la máquina propuesta en este documento no fabricará alimentos, se optó por usar esta norma ya que fabricará recipientes que estarán en contacto con alimentos. Además, se realizaron cálculos de estructura base en material de aluminio los cuales se adjuntan en el apéndice en donde se evidencia que esta falla por fatiga, por lo que estructuralmente tampoco es un material óptimo para la construcción de la máquina.

El diseño de la estructura fue el resultado de varios pre diseños, utilizando columnas con diferentes secciones transversales, en general, al usar columnas en U los factores de seguridad aumentaban drásticamente ya que estas vigas poseen mayor inercia a diferencia de los tubos cuadrados cuya inercia es menor obteniendo factores de seguridad más acordes.

La distancia de separación entre las superficies de la matriz y punzón que intervienen en el proceso de embutido es de 200 mm, esta distancia se calculó tomando en cuenta la



altura del plato (40 mm aproximadamente) y la altura promedio del puño de un adulto (120 mm aproximadamente) de esta forma, el usuario dispondrá de 40 mm para colocar la especie vegetal y retirar el recipiente embutido sin inconvenientes.

La calibración de la distancia que recorrerá el cilindro neumático se realiza mediante un final de carrera, que está ubicado en las guías de la máquina las cuales hacen contacto con cuando el embolo llega a la posición final saeteada y detienen el movimiento del cilindro. Es importante recalcar que si se utiliza una matriz con diferente altura se debe ajustar la altura en la que se encuentra el final de carrera de la posición final para que el ciclo neumático funcione correctamente.

El diseño inicial del circuito neumático utilizaba una válvula neumática y finales de carrera completamente neumáticos, pero se optó por usar una electroválvula debido a que la calibración del recorrido del cilindro neumático es mucho más sencilla.

Cabe mencionar, que el último paso dentro del proceso de fabricación de envases biodegradables es la esterilización del producto, el cual debe ejecutarse implementando las máquinas adecuadas que cumplan con los estándares de calidad que debe tener el producto.

#### **4.1 Conclusiones**

En base a la información encontrada y los cálculos ejecutados, se realizó el diseño de una máquina que permite elaborar envases biodegradables a partir de especies vegetales.

Se estableció como condiciones de operación para la elaboración de los envases biodegradables, una temperatura de 83 °C tanto para la matriz como el punzón, una fuerza de presión aproximada de 205 N y un tiempo de prensado de 15 segundos. Estos valores fueron obtenidos mediante el trabajo realizado por nuestra compañera de Ingeniería en Alimentos, las ecuaciones planteadas en el Capítulo 2 y la información recopilada de la búsqueda teórica sobre la elaboración de estos recipientes.

El diseño presentado tiene como método de accionamiento principal un cilindro neumático, que ejerce la fuerza necesaria para prensar la especie vegetal y otorgarle la forma deseada, lo que vuelve el proceso más limpio ya que no requiere el uso de lubricantes.

Durante la operación de la máquina se incluye un sensor infrarrojo el cual permite calibrar la temperatura del punzón y la matriz, los cuales son calentados por medio de resistencias eléctricas; incluye también finales de carrera que permiten calibrar la carrera que efectuará el cilindro neumático, una válvula de estrangulamiento que permite controlar el flujo de aire que pasa a través del cilindro neumático y regular así la velocidad del cilindro, y una válvula neumática que controla las posiciones de inicio, parada y retorno del cilindro neumático cumpliendo con el objetivo que la máquina pueda regular las condiciones de operación.

La estructura de la máquina se diseñó usando acero inoxidable AISI 304, ya que la máquina tiene como propósito la elaboración de envases que estarán en contacto con alimentos. La estructura principal consiste en tuberías cuadradas de 1" x 1,2 mm soldadas en forma de U las cuales se conectan mediante pernos a la base de la máquina y a la placa superior los cuales están formados por planchas de acero inoxidable de 3 mm de espesor.

El material de la matriz y el punzón es de aluminio debido a su alta conductividad térmica y bajo costo, de igual manera, las guías de la máquina que se conectan al porta punzón son de aluminio debido a su fácil disponibilidad en el mercado y que las cargas que soportan son bajas.

Finalmente, se realizó la elaboración de planos de fabricación y ensamble considerando materiales disponibles en el mercado local y se elaboró el modelo 3D de la máquina.

## 4.2 Recomendaciones

Antes de encender la máquina, se recomienda verificar que la matriz y el punzón estén correctamente centrados y ajustados para evitar que se produzca algún torque o fuerza que podría afectar el rendimiento de la misma.

Verificar que la distancia que existe entre el borde inferior del punzón y el borde interior de la matriz sea de 200 mm (para la fabricación del recipiente que se muestra en este documento) y que el final de carrera del sistema neumático se encuentre a la altura adecuada, de tal forma que el pistón se detenga a la distancia establecida. Si se requiere fabricar otro tipo de recipiente, es necesario medir la nueva distancia que recorrerá el cilindro hasta prensar la hoja y mover el final de carrera de tal forma que el sistema se detenga a la nueva distancia.

Se recomienda que los sensores de temperatura infrarrojos apunten directamente a las superficies de embutición de la matriz y el punzón, para lograr un control más exacto de la temperatura de operación de la máquina. Es por esto que si realiza el cambio de matriz por una con menor altura se debe regular la distancia a las que se encuentra ubicado en donde la relación área sensada y distancia sea la más óptima; es decir que setee valor con mayor exactitud.

Las perforaciones realizadas en la base de la máquina y el porta punzón corresponden a los agujeros de sujeción para elaborar recipientes de 7", 8" y 9" estas dimensiones se calcularon considerando un espacio de 2 cm entre el borde de la matriz y punzón y el tamaño del recipiente por lo cual se recomienda considerar esta cantidad si se requiere fabricar un juego de matriz y punzón para los recipientes antes mencionados.

Para lograr una conducción de calor más eficiente entre las resistencias eléctricas y el juego de punzón y matriz, se recomienda ajustar bien las superficies de contacto y utilizar resistencias calorifugadas donde solo el lado no calorifugado está en contacto con la pieza a calentar.

Para evitar posibles daños en el cilindro neumático debido a la temperatura, se recomienda usar cilindros con una junta de caucho fluorado que pueden soportar

temperaturas de hasta 120 °C. Estos cilindros están identificados en la denominación del tipo con S6 para la marca Festo.

# BIBLIOGRAFÍA

- Ascamm, F. (s.f.). *Teoría de la Embutición*. Fundacion Ascamm.
- Brunel, J. (24 de Agosto de 2017). *Latam News Media* . Obtenido de <http://www.foodnewslatam.com>
- Cancer Research UK. (s.f.). *Cancer Research UK*. Obtenido de <https://www.cancerresearchuk.org/>
- Central Food Technological Research Institute. (s.f.). *Central Food Technological Research Institute*. Recuperado el 16 de 10 de 2017, de <http://www.cftri.com/technologies/FM/lcm.pdf>
- Corazzo, P. J. (6 de Dic de 1966). *Patente nº US3289552 A*.
- Council Of Scientific & Industrial Research( CSIR ). (6 de Enero de 2017). *Council od Scientific & Industrial Research*. Obtenido de <http://www.csir.res.in/ruralsectors/bioplates-and-leaf-cup-machine>
- Departament of Science & Technology Government of India. (Sep de 2007). *Technology Innovation Management & Entrepreneurship Information Service*. Obtenido de <http://www.techno-preneur.net/technology/project-profiles/other/leaf.html>
- EcoInventos Green Technoloy. (17 de Abril de 2017). *EcoInventos Green Technoloy*. Obtenido de <http://ecoinventos.com/platos-desechables-hechos-de-hojas/>
- Fallaleaf. (s.f.). *Fallaleaf Leaves no print*. (Jesa Enterprise Sdn. Bhd.) Recuperado el 15 de octubre de 2017, de <http://www.fallaleaf.com/about%20us.html>
- Green Pack. (2006). *Green Pack Eco-Friendly Packaging & Hospitality Supplies*. Obtenido de <https://www.greenpack.com.au/palm-leaf-bio-plates>
- Ideas Verdes. (8 de Abril de 2016). *Ideas Verdes*. Obtenido de <http://www.ideasverdes.es/platos-desechables-hechos-con-hojas/>
- Kestur Venkatesh Murthy, S. G. (18 de Sep de 2007). *UNITED STATES Patente nº US7270522 B2*.
- Leaf Republic. (s.f.). *Leaf Republic*. Recuperado el 15 de octubre de 2017, de <http://leaf-republic.com/>
- Luigi Ferri, F. F. (4 de Nov de 2003). *United States Patente nº US6641515 B2*.

Mohanraj K S1, V. P. (2017a). DESIGN AND ANALYSIS OF SEMI AUTOMATIC PAPER CUM ARECANUT PLATE MAKING MACHINE. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* , IV, 3546-3550.

Naito, K. (16 de Jul de 1991). *Patente nº US5031431 A*.

Organizacion de la Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura. (s.f.). Obtenido de <http://www.fao.org/home/es/>

P Kalita, U. S. (2008). A novel energy efficient machine for plate manufacturing from areca palm leaf sheath. *Journal of Scientific & Industrial Research*, 67(12), 807-811.

PennEngineering®. (2013). *MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA PRENSA NEUMÁTICA PEMSERTER*. PENNSYLVANIA: DANBORO.

Phoenix Products. (s.f.). *Phoenix Products*. (Limetech) Recuperado el 16 de Agosto de 2017, de <http://www.phoenixproducts.info/papad.htm>

Royal Machines & Products. (2007). *Royal Machines & Products*. Obtenido de <http://www.paperproductmachines.com/>

Technology Facilitation Centre. (17 de Marzo de 2014). *MSME Technology Facilitation Centre*. Obtenido de <http://www.msmetfc.in/focus-leafcup>

# APÉNDICES

# **APÉNDICE A**

## **Matrices de Decisión**



### Matriz de decisión de tipo de proceso

En esta sección se analiza el tipo de proceso que efectuará la máquina. En base a la información recopilada, se conoce las siguientes alternativas de procesos:

- Proceso de vacío
- Proceso a Presión
- Proceso Mecánico

Los criterios que se evaluarán en esta categoría serán:

- Mantenibilidad
- Velocidad de operación
- Costo
- Sistemas adicionales

### Ponderación de criterios

Usando el método ordinal corregido de criterios ponderados, se procedió a calcular la ponderación de los criterios que se evaluaron en la matriz de decisión del tipo de proceso. El peso de las ponderaciones obtenidas de cada criterio se muestra en la tabla 2.2.

**Tabla 1-A Ponderación de criterios de selección para el tipo de proceso**

	Mantenibilidad	Velocidad de Ciclo/Producción	Costo	Potencia aplicada	$\Sigma+1$	Ponderación
Mantenibilidad		0	0	0	1.5	0.12
Velocidad de ciclo/Producción	1		1	1	5	0.42
Costo	0	0		0	2	0.17
Sistemas adicionales	1	0	1		3.5	0.29
Total					12	1.00

Fuente: Alban, Alvia, 2017.

Una vez establecida la ponderación de cada criterio, se procede a evaluar cada criterio y formar la matriz de decisión que se muestra en la tabla 2.3.

**Tabla 2-A Matriz de decisión del tipo de mecanismo principal**

	<b>Ponderación</b>	<b>Vacío</b>	<b>Presión</b>	<b>Mecánico</b>
<b>Mantenibilidad</b>	0.12	5	2	8
<b>Velocidad de ciclo/Producción</b>	0.42	3	6	8
<b>Costo</b>	0.17	6	2	6
<b>Sistemas adicionales</b>	0.27	9	2	9
<b>Total</b>		5.31	3.64	7.77

Fuente: Alvia, Albán, 2017

La tabla 2-A muestra la matriz de decisión realizada proceso de formado según la fuerza aplicada. El proceso mecánico posee mayor puntaje en mantenibilidad debido a que este proceso es el que requiere de menos elementos mecánicos para su funcionamiento, el proceso a presión requiere de elementos adicionales como tuberías para eliminar el aire condensado por lo que se añade un sistema extra para dar mantenimiento, por lo que posee menor puntaje.

En cuanto a la velocidad de producción el proceso de formado a vacío para moldes hondos suele ser lenta para dar tiempo de que el material termoformado se adapte a la forma de la matriz por lo que se le ha otorgado la calificación más baja. El formado mecánico es usualmente utilizado para mediana y alta producción debido a que los tiempos de enfriamiento en este tipo de proceso son cortos ya que se puede controlar la temperatura de los elementos punzón-matriz.

En el criterio de costo el formado a presión posee menor calificación puesto que es el más costoso debido a que el material debe ser más resistente que en los otros procesos puesto que debe resistir altas presiones además la matriz debe poseer juntas o sujetadores que soportar tales presiones y evitar que estas se separen en medio del ciclo. El proceso a vacío requiere una bomba de vacío y por lo general un tanque de almacenamiento aumentando los costos.

Se debe destacar que los costos de un sistema mecánico depende del tipo de accionamiento, pero generalmente los costos de estos no superan a los procesos anteriormente mencionados ya que la fuerza requerida para el formado es menor haciendo que los sistemas de accionamiento sean de menor potencia abaratando

los costos, sin embargo este tipo de formado necesita de un juego de moldes compuesto por punzón y matriz (hembra y macho) aumentando el costo por lo cual se le ha otorgado una calificación similar al proceso de termoformado a vacío.

En cuanto a sistemas adicionales, el sistema a presión requiere sujetadores que puedan resistir la presión, además se debe insertar una válvula de reducción a presión, calentadores al sistema de aire y filtros para eliminar el agua condensada en el sistema; es por esto por lo que se refleja una calificación baja. A diferencia de las otras dos formas de termoformado que no requieren de sistemas adicionales por los que se les otorgó una calificación alta.

### Matriz de decisión de tipo de accionamiento

En esta sección se analiza el tipo de accionamiento que tendrá la máquina. En base a la información obtenida anteriormente, los tipos de accionamientos a evaluar serán:

- Accionamiento Neumático
- Accionamiento Eléctrico
- Accionamiento Hidráulico

Los criterios que se evaluaron en esta categoría fueron:

- Mantenibilidad
- Salubridad
- Velocidad de operación
- Potencia aplicada
- Ruido
- Instalación
- Costo

### Ponderación de criterios

Nuevamente, usando el método ordinal corregido de criterios ponderados, se procedió a calcular la ponderación de los criterios que se evaluaron en la matriz de decisión del tipo de proceso. El peso de las ponderaciones obtenidas de cada criterio se muestra en la tabla 3-A.

**Tabla 3-A Ponderación de criterios de selección para el tipo de accionamiento**

	Mantenibilidad	Salubridad	Velocidad de operación	Potencia aplicada	Ruido	Instalación	Costo	$\sum_1^+$	Ponderación
Mantenibilidad		0	1	0,5	1	0,5	0	4	0,14
Salubridad	1		1	0,5	0,5	1	0,5	5,5	0,2
Velocidad de Operación	0	0		0,5	1	1	0,5	4	0,14

**Tabla 4-A Continuación de tabla 3-A**

	Mantenibilidad	Salubridad	Velocidad de operación	Potencia aplicada	Ruido	Instalación	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Potencia aplicada	0,5	0,5	0,5		1	1	0,5	5	0,18
Ruido	0	0,5	0	0		1	0,5	3	0,11
Instalación	0,5	0	0	0	0		0	1,5	0,05
Costo	1	0,5	0,5	0,5	0,5	1		5	0,18
Total								28	1,00

Fuente: Alvia, Albán, 2017

La tabla 5-A muestra la matriz de decisión realizada al tipo de mecanismo principal que tendrá la máquina de envases biodegradables. El mecanismo neumático posee la calificación más alta de 'mantenimiento' debido a que este tipo de mecanismo posee muy pocas partes móviles, por lo que requieren muy poco mantenimiento.

En el criterio 'Costos de componentes' el mecanismo eléctrico posee la más alta calificación ya que sus componentes son más baratos, sin embargo, cabe destacar que el sistema neumático también posee componentes no tan costosos y es superado por el mecanismo eléctrico debido a que el almacenaje del aire comprimido implica un costo adicional dentro de este sistema, mientras que los mecanismos hidráulicos suelen poseer muchos componentes aumentando así el costo del mecanismo.

El riesgo de contaminación es una característica importante que se deberá evitar en la máquina a diseñar, dentro de este criterio, los mecanismos neumáticos poseen la calificación más alta debido a que en este tipo de sistemas si llegase a existir pérdida de energía, no contamina el producto ya que es limpio.

La instalación de los mecanismos mencionados no resulta dificultosa, sin embargo, al poseer los mecanismos neumáticos menos componentes, su instalación resulta más fácil que los mecanismos restantes.

Una de las características más notables de los sistemas hidráulicos es su alta capacidad de carga, es por esta razón que poseen la calificación más alta en el criterio 'Potencia Aplicada'.

Dentro del criterio 'Ruido' los mecanismos eléctricos poseen la calificación más alta ya que este tipo de mecanismos son silencioso, a diferencia de los neumáticos, en el cual una vez realizado el proceso, el aire se deja escapar a la atmosfera produciendo ruido, mientras que, en los mecanismos hidráulicos, al poseer más componentes y reguladores de presión, suelen producir cierto grado de ruido en su operación.

Finalmente, en la categoría 'Velocidad de Operación' los sistemas electro/mecánicos se caracterizan por poseer una alta velocidad de operación, mientras que, en los sistemas neumáticos, debido a la compresibilidad del aire, la velocidad no es constante ni uniforme en los actuadores, al igual que los mecanismos hidráulicos cuya velocidad de operación es lenta.

**Tabla5-A.-Matriz de decisión del tipo de mecanismo principal**

	Ponderación	Mecanismo neumático	Mecanismo hidráulico	Mecanismo eléctrico
Mantenibilidad	0,12	8	5	6
Salubridad	0,2	8	4	9
Velocidad de Operación	0,14	9	2	5
Potencia aplicada	0,18	8	6	6
Ruido	0,11	7	9	5
Instalación	0,05	3	5	7
Costo	0,18	4	3	9
Total		6,9	4,54	6,82

Fuente: Alvia, Albán, 2017

### **Matriz de decisión de Forma de Calentamiento**

En esta sección se analiza método de calentamiento de las placas. En base a la lectura realizada, las formas de calentamiento a evaluar:

- Calentamiento por convección
- Calentamiento por contacto
- Calentamiento por radiación

Los criterios que se evaluarán en esta categoría serán:

- Uniformidad
- Tiempo
- Control de temperatura
- Costo

### Ponderación de criterios

Nuevamente, usando el método ordinal corregido de criterio ponderados, se procedió a calcular la ponderación de los criterios que se evaluaron en la matriz de decisión del tipo de proceso. El peso de las ponderaciones obtenidos de cada criterio se muestra en la tabla 6-A.

**Tabla 6-A Ponderación de criterios de selección para la forma de calentamiento**

	Uniformidad	Tiempo	Control de Temperatura	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Uniformidad		1	0.5	1	3.5	0.35
Tiempo	0		0	1	2	0.20
Control de Temperatura	0.5	1		1	3.5	0.35
Costo	0	0	0		1	0.10
Total					10	1.00

Fuente: Alban, Alvia, 2017.

La tabla 7-A muestra la matriz de decisión realizada para la selección de la forma de calentamiento de las placas. En cuanto a uniformidad de calentamiento, la forma por radiación posee mayor calificación esto debido a que la superficie de la lámina

absorbe la energía infrarroja desde los calentadores y el calor es conducido desde la superficie hasta el interior de la lámina.

Es importante mencionar que el calentamiento por radiación en los procesos de termoformado se realiza directamente a la lámina a termo formar y es generalmente utilizado para termoformado a vacío, pero en nuestro caso en donde se utiliza una prensa de tipo matriz-punzón lo que se desea calentar son las placas que entraran en contacto con las láminas las cuales al estar colocadas adecuadamente garantizan un calentamiento uniforme, por este motivo la calificación otorgada a esta forma de calentamiento es la misma que en calentamiento por contacto. La forma de calentamiento por convección al ser menos controlada no garantiza uniformidad de calentamiento.

Para el criterio de tiempo de calentamiento la forma de calentamiento por convección es la que menor calificación tiene puesto que es la que más tiempo requiere teniendo en cuenta el tiempo que requiere el fluido/gas para su desplazamiento hasta llegar a las placas. La forma de calentamiento por contacto tiene dicha calificación puesto que a veces es necesario precalentar las láminas para conseguir que estas lleguen a la temperatura deseada con mayor rapidez, pero en este caso al tratarse del calentamiento de láminas finas el tiempo de calentamiento suele ser pequeño.

En cuanto al control de temperatura, tanto el calentamiento por contacto y por radiación están a la par puesto que estos mecanismos son controlados por sensores electrónicos los cuales permiten llegar a la temperatura adecuada. A diferencia del calentamiento por convección forzada en la que no se tiene control del flujo de gas. sensores electrónicos los cuales permiten llegar a la temperatura adecuada. A diferencia del calentamiento por convección forzada en la que no se tiene control del flujo de gas.

En cuanto al costo, el calentamiento por convección resulta más costosa debido al tiempo que requiere este para alcanzar la temperatura requerida por lo que resulta



en un mayor gasto de energía a diferencia del calentamiento por radiación que al requerir menor tiempo para alcanzar la temperatura deseada requiere un menor consumo de energía.

**Tabla 7-A.- Matriz de decisión del tipo de calentamiento**

	Ponderación	Convección a Gas	Contacto (electricidad)	Radiación
Uniformidad de calentamiento	0,35	2	9	9
Tiempo de calentamiento	0,20	3	8	9
Control de Temperatura	0,35	3	9	9
Costo	0,10	8	5	2
Total		3.15	8.40	8.3

Fuente: Alvia, Albán, 2017

### **Matriz de decisión de tipo de corte**

En esta sección se analiza el tipo de corte que realizará la máquina. En base a la información obtenida, los tipos de corte a evaluar serán:

- Calentamiento y corte
- Formado en línea con cuchilla

Los criterios que se evaluarán en esta categoría serán:

- Residuos generados
- Presión requerida
- Precisión de corte
- Costo
- Producción obtenida

### Ponderación de criterios

Nuevamente, usando el método ordinal corregido de criterio ponderados, se procedió a calcular la ponderación de los criterios que se evaluaron en la matriz de decisión del tipo de proceso. El peso de las ponderaciones obtenidos de cada criterio se muestra en la tabla 8-A.

**Tabla 8-A - Ponderación de criterios de selección para el tipo de accionamiento**

	Residuos generados	Presión requerida	Precisión de corte	Costo	Producción obtenida	$\Sigma+1$	Ponderación
Residuos generados		1	0,5	0,5	0,5	3,5	0,24
Presión requerida	0		0	0,5	0	1,5	0,10
Precisión de corte	0,5	1		0	1	3,5	0,24
Costo	0,5	0,5	1		1	4	0,28
Producción obtenida	0,5	0,5	0	0		2	0,14
Total						14,5	1,00

Fuente: Alban, Alvia, 2017.

La tabla 9-A muestra la matriz de decisión realizada para el mecanismo de corte que poseerá la maquina a diseñar. En residuos generados, la alternativa de Calentamiento y corte en termoformado obtiene una calificación más alta que Formado en línea con cuchillas, debido a que este tipo de mecanismo de corte usa un troquel que no solo corta el perímetro de la pieza, sino que también se usa para formar el sello perimetral lo que produce una menor cantidad de residuos de recorte.

En Presión requerida, se conoce que en el proceso de calentamiento y corte en termoformado es el material generalmente está caliente cuando se recorta, lo cual

ocasiona que se requiera una menor presión de corte en comparación con el proceso de corte de formado de línea con cuchilla

Para el criterio de precisión de corte, la alternativa de formado de línea con cuchilla posee una baja calificación debido a que poseen limitaciones para controlar la distancia del recorrido de la lámina lo cual afecta en las opciones de acabado del diseño.

En cuanto a costo, la alternativa de calentamiento y corte en termoformado posee una calificación más alta debido que al trabajar a presiones más bajas usualmente extienden la utilidad del filo de la matriz significativamente, lo cual genera menor costo en mantenimiento.

Finalmente, en producción obtenida, la alternativa de formado de línea con cuchilla debido a que extremadamente versátil y puede ser modificado y configurado de muchas maneras lo que aumenta su producción.

**Tabla 9-A.- Matriz de decisión de mecanismo de corte**

	Ponderación	Calentamiento y corte en termoformado	Formado en línea con cuchilla
Residuos generados	0,24	9	5
Presión requerida	0,10	8	5
Precisión de corte	0,24	9	6
Costo	0,28	8	5
Producción obtenida	0,14	4	9
Total		7,92	5,8

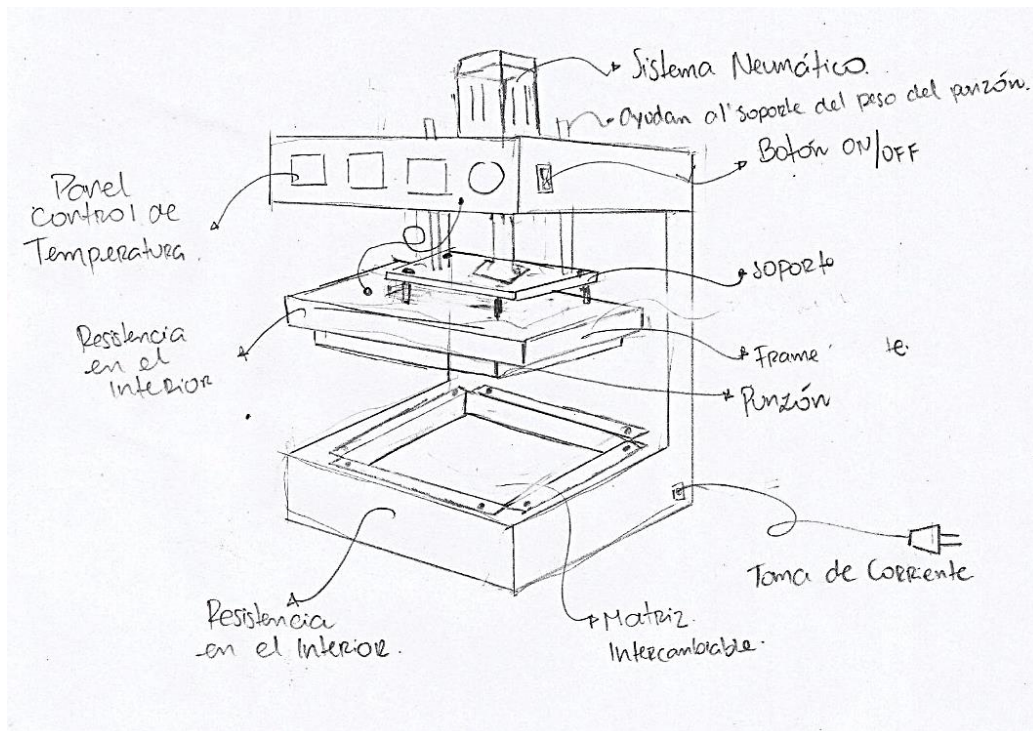
Fuente: Alvia, Albán, 2017

# **APÉNDICE B**

## **Diseños de Forma**

### Propuestas de diseño de forma 1: Prensa tipo microscopio

Este modelo consiste en una estructura rígida en forma de L (en su interior se encuentran los cables que conectan todo el sistema). Posee un cilindro neumático en la parte superior el cual está conectado a una placa. Ésta placa a su vez se conecta al calentador del punzón, otorgándole así el movimiento de sube y baja. El punzón se asegura al calentador por medio de pernos. La base de la maquina sirve además de porta matriz, el cual también es asegurado por pernos. El panel de control se encuentra en la parte superior.



**Figura 1-B Diseño de forma de prensa tipo microscopio**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia.

## Propuesta de diseño de forma 2: Prensa tipo cajón

El segundo sistema posee un mecanismo de rieles que le permite al frame de la matriz ser extraído como si fuese un cajón, dentro se coloca la matriz y se ajusta al frame. Posee dos pistones en las columnas de los lados que le otorgan el movimiento al punzón. El punzón se desliza por un sistema de rieles y se sujeta con pernos a placas conectadas a los rieles. Los cables de la maquina irían por canaletas en la pared lateral el riel hasta el panel de control.

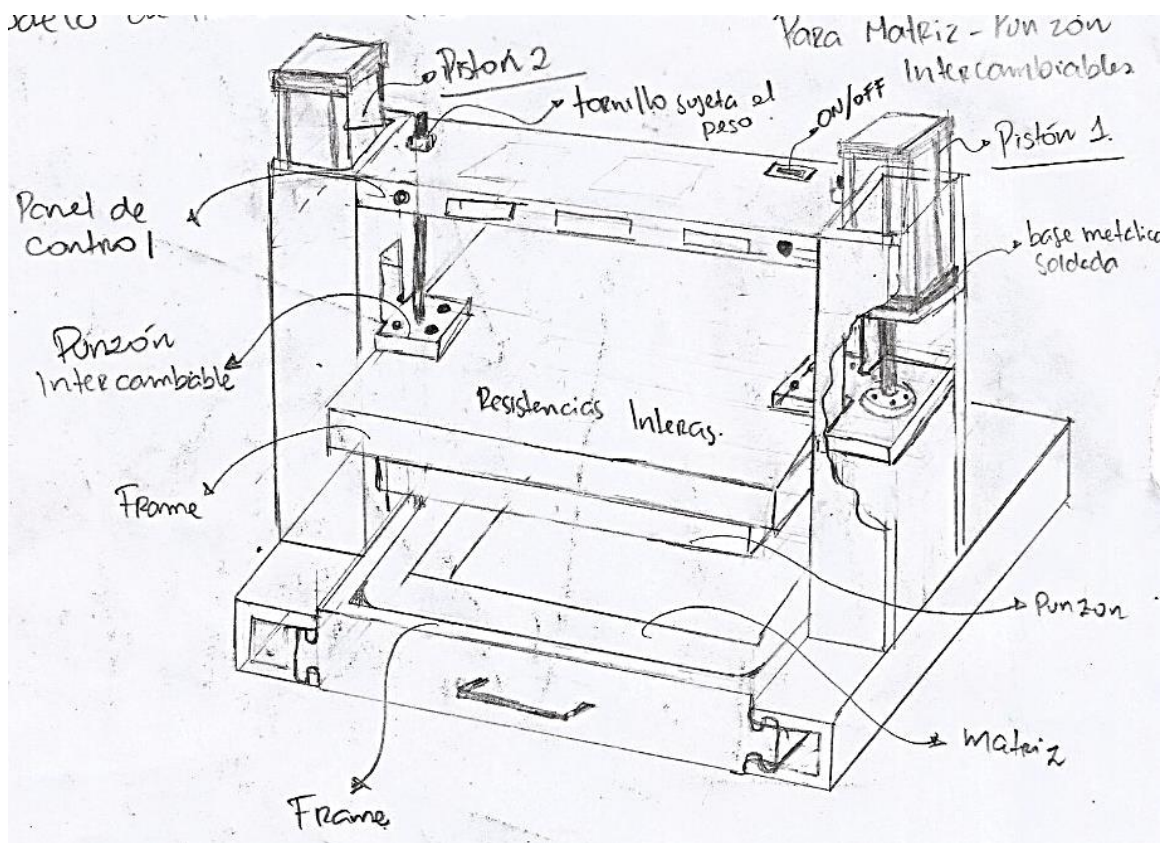


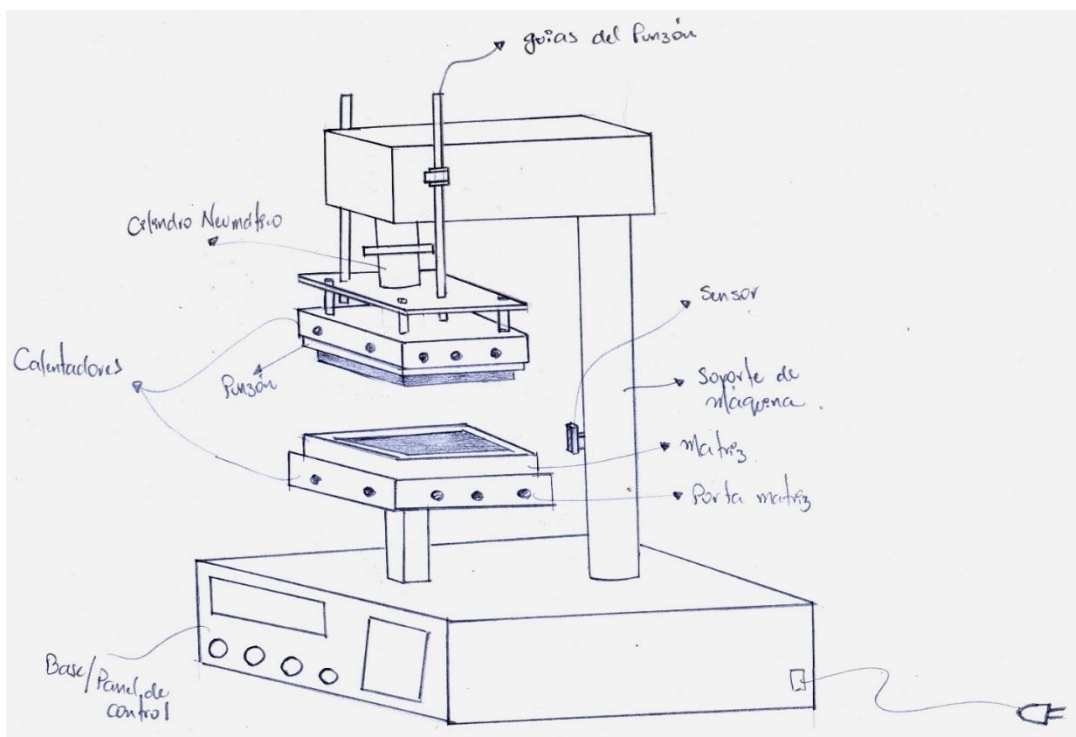
Figura 2-B Diseño de forma de prensa tipo cajón

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia.

### Propuesta de diseño de forma 3

Este modelo es parecido al modelo 1, la diferencia es que el panel de control se sitúa en la base de la máquina. Posee una columna en cuyo interior se encuentran los cables de la máquina. De igual forma que en el modelo 1, posee un cilindro neumático en la parte superior el cual está conectado a una placa. Ésta placa a su vez se conecta al calentador del punzón, otorgándole así el movimiento de sube y baja. El punzón se asegura al calentador por medio de pernos. Sin embargo, la porta matriz se encuentra separado de la base, y la matriz se ajusta por medio de pernos. Posee un sensor a la altura de la matriz, el cual ayuda a regular los movimientos del cilindro.



**Figura 3-B Diseño de forma de prensa**

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia.

#### Propuesta de diseño de forma 4

Este modelo consiste en una estructura rectangular, en cuya parte superior se encuentra una base de guías del punzón. Aquí también se encuentra el cilindro neumático, el cual se conecta al calentador por medio de una placa emperrada. De esta forma, al accionarse el cilindro neumático, la placa junto con el calentador suben y bajan, a su vez posee 4 guías de punzón para darle mayor estabilidad al movimiento. El punzón se ajusta al calentador por medio de pernos. En la base de la estructura se encuentra la porta matriz, en cuyo interior se encuentra la matriz de la máquina el cual también se ajusta por medio de pernos. El panel de control se encuentra en la parte superior de la estructura mecánica.

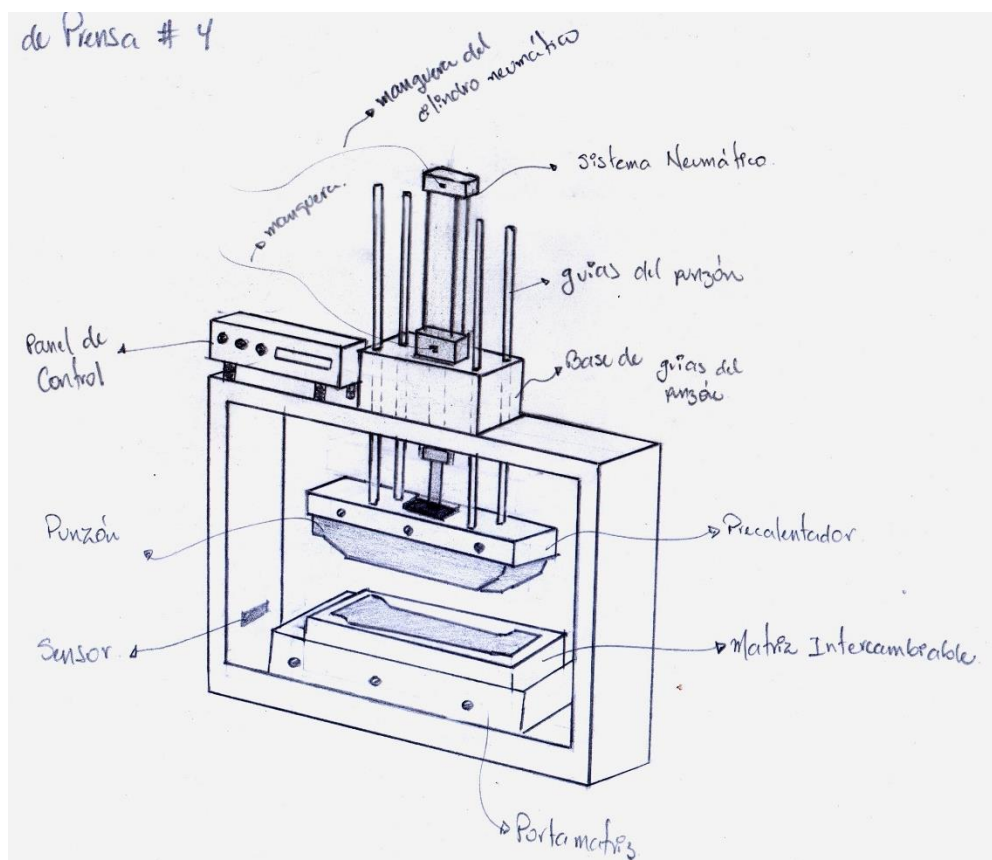


Figura 4-B Diseño de forma de prensa

Fuente: Albán, Alvia, 2017.

Elaboración propia



# **APÉNDICE C**

## **Matriz de Modos de Falla**

Tabla 1-C .- Modos de falla

	Componente	Partes	# aprox de partes	Función	Modo Potencial de Falla	Efecto potencial de falla	Severidad	Causa Potencial de Falla	Ocurrencia/ Frecuencia de falla	Detección	RPN	Total RPN	
Forma de Matriz Intercambiable	En forma de Cajon con Rieles y Seguros	Riel izquierdo *Riel derecho *Tornillos sujetadores de rieles (4-6 XRiel) (podría soldarse el riel a la viga) *Ruedas/Rodamiento (2-4 XRiel) *Eje sujetador de rueda (2-4) *Soporte Para halar cajón *Seguros (2)	19	Matriz Intercambiable	Se afloje una de las ruedas	Inclinación de matriz	4	Fuerza aplicada excesiva	4	10	160	1040	
						Falla de matriz/ Porta Matriz	7				280		
						Falla de puzon/ porta Punzón	7				280		
						Presión/Temperatura aplicada a la lámina no uniforme	3				120		
	En forma de encaje ajustada con tornillos	*Tornillos (4-6) *Encaje de tornillos (4-6) *Soportes para levantar matriz (2)	14	Matriz Intercambiable	Se afloje uno de los tornillos	Resistencia al movimiento para intercambio de matriz	No exista desplazamiento por exceso de potencia requerida	4	Falta de lubricacion	5	10	200	30
						Inestabilidad del sistema/Puede caer todo el sistema	10	Fuerza aplicada excesiva	3	1	30		
Forma de Punzón Intercambiable	Rieles	*Riel izquierdo *Riel derecho *Tornillos sujetadores de rieles (4-6 XRiel) (podría soldarse el riel a la viga) *Ruedas/Rodamiento (2-4 XRiel) *Eje sujetador de rueda (2-4) *Placa de conexión punzon-riel (2) *Tornillos para sujecion de placa (2-4) *Soporte Para halar cajón	23	Punzón Intercambiable	Desfase de riel móvil	Se rompa el punzón	7	Fuerza aplicada excesiva	1	9	63	353	
						Se rompa la matriz	7				63		
						Presion/temperatura aplicada a lamina no uniforme	3				27		
	Placa/ejes de sujeción y dirección	*Placa *Pernos y tornillos (4) *Ejes de sujecion y direccionamiento (4) *Rodamientos(8)	17	Punzón Intercambiable	Resistencia al desplazamiento del punzón	No exista desplazamiento por exceso de potencia requerida	4	Falta de lubricacion	5	10	200	498	
							Falla de pernos por tensión	9	Falla por fatiga (rodamientos)	1	1		9
							Rompa el punzón	9					360
Rompa la matriz	9	360											
Columnas laterales tipo caja	*Columnas y viga horizontal (3)	19	Soporte de Punzón	Pandeo	Inestabilidad, maquina cae hacia adelante	10	Fuerza aplicada excesiva	2	9	180	180		
						Perdida de lámina	3	Desgaste de hilo de pemo	4	10	120		
Columnas verticales tipo riel	*Pernos y Tuercas de ensamble (6-8 c/u)	1	Soporte de Punzón	Fleixion de viga horizontal,Pandeo	Inestabilidad, maquina cae hacia adelante	10	Fuerza aplicada excesiva	2	2	40	40		
Columnas laterales tipo riel	*Pernos y Tuercas de ensamble (6-8 c/u)	1	Soporte de Punzón	Pandeo	Inestabilidad, maquina cae hacia adelante	10	Fuerza aplicada excesiva	2	9	180	180		

Fuente: Alban, Alvia, 2017.

# **APÉNDICE D**

## **Dimensiones del envase a fabricar**

6 5 4 3 2 1

D

D

C

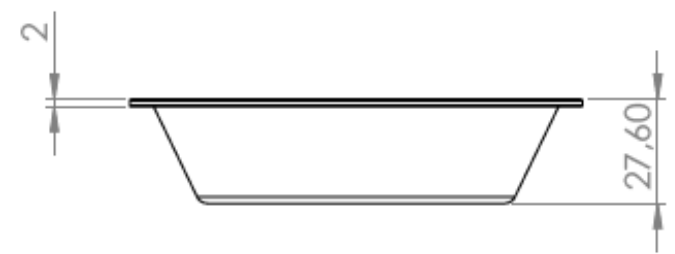
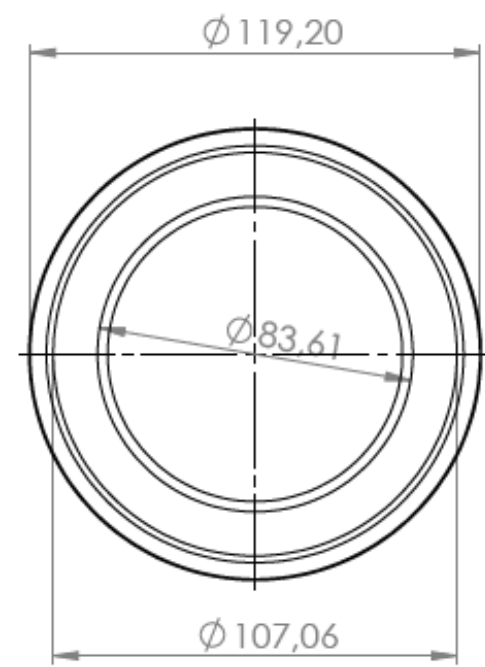
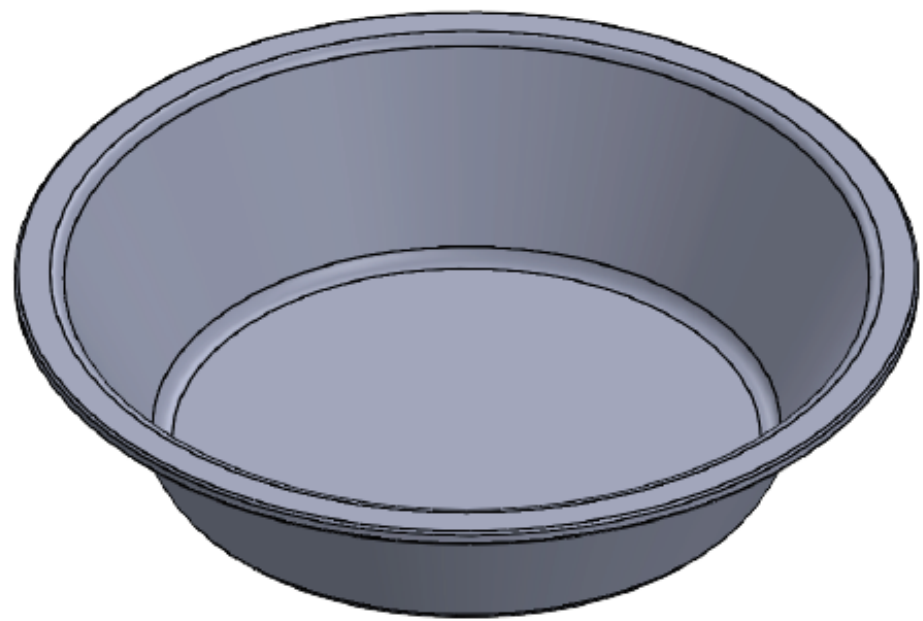
C

B

B

A

A



ELABORADO		MATERIAL:	N.º DE DBUJO	A4
APROB.			molde	
FECHA		PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1

# **APÉNDICE E**

**Ficha técnica del cilindro neumático**

# Cilindros compactos ADN, ISO 21 287

FESTO

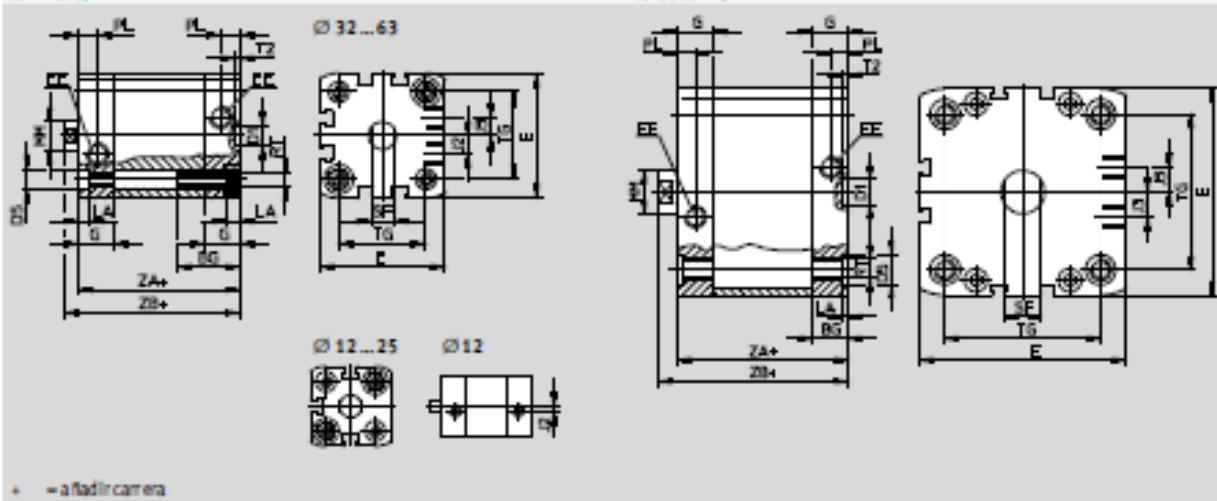
Hoja de datos

Dimensiones: tipo básico

Datos CAD disponibles en [www.festo.com](http://www.festo.com)

∅ 12 ... 63

∅ 80 ... 125



∅ [mm]	BG mín.	D1 ∅ H9	D5 ∅	E	EE	G	J2	J3	UA +0,2
12	17	9	6 <sup>P</sup>	27,5 <sup>+0,1</sup>	M5	10,5	2	-	3,5
16				29 <sup>+0,1</sup>		11			
20				35,5 <sup>+0,1</sup>		12			
25	19,5	9	9 <sup>P</sup>	39,5 <sup>+0,1</sup>	G1/8	12	6	5	
32	26	12 <sup>P</sup>	47 <sup>+0,1</sup>	15		11,5			
40			54,5 <sup>+0,1</sup>	8					
50			65,5 <sup>+0,1</sup>						
63	27	12	12 <sup>P</sup>	75,5 <sup>+0,1</sup>	G1/8	16,5	20	2,6	
80	21,5	15	15	95,5 <sup>+0,1</sup>		21,5			
100				113,5 <sup>+0,1</sup>		20			
125	20	-	-	134,6 <sup>+0,1</sup>	G1/4	20	21,15	-	

∅ [mm]	MM ∅	PL +0,2	RT	SF h13	T2 +0,1	TG ±0,2	ZA ±0,3	ZB			
								+1,2	PPS +1,3		
12	6	6	M4	5	2,1	16	35	39,2	-		
16	8					18		39,7			
20	10					22		43,5		43,5	
25	10	6	M5	9	2,1	26	39	44,5	45,3		
32	12	8,2	M6	10	2,6	32,5	44	50	50,6		
40	12					38		51,1		51,7	
50	16					46,5		45		52,7	53,2
63	16	10,5	M8	13	2,6	56,5	49	56,5	57		
80	20					72		54		62,9	63,4
100	20					89		67		76	76,8
125	25	10,5	M12	21	2,6	110	81	92	-		

# **APÉNDICE G**

**Tabla de factores de seguridad para estructura**

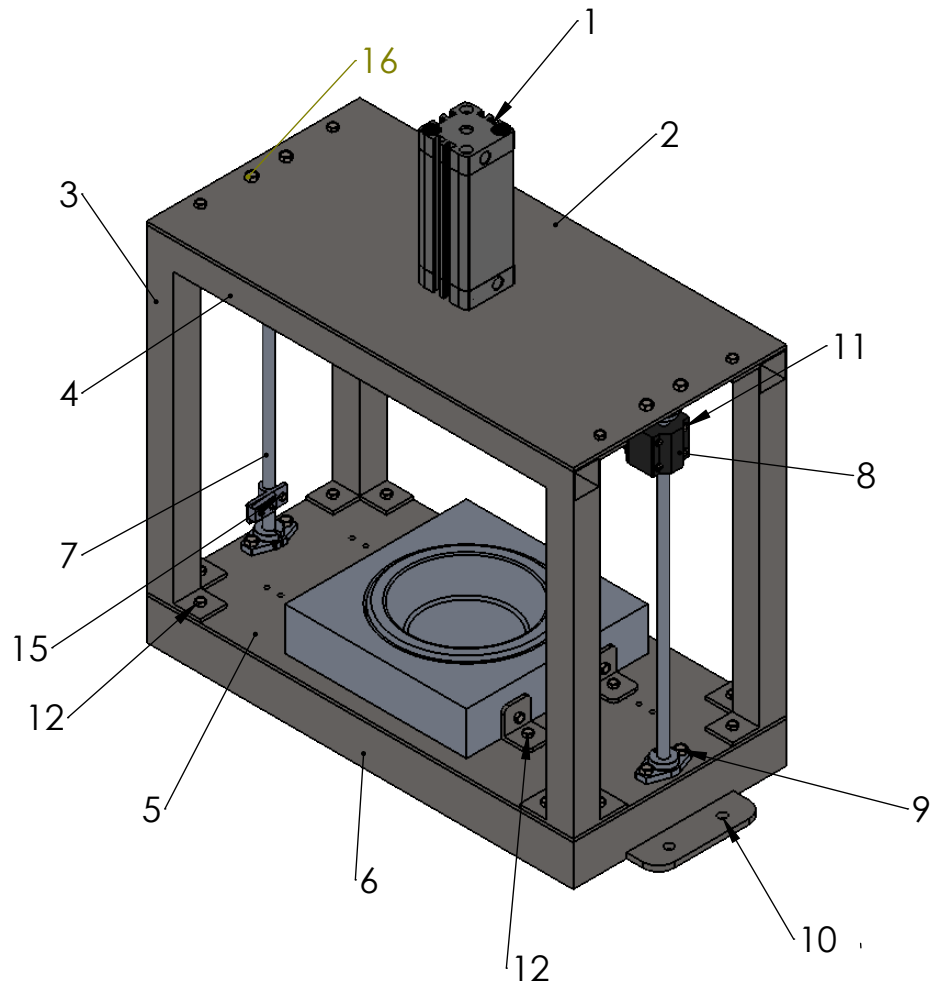
Placa estructura base														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
240,7	11,25	0,0254	0,003	4E-09	5E+06	3E+07	4E+07	3E+07	0,76734	1,4E+07	7100909	1,5E+07	2,1E+07	0,19814
240,7	11,25	0,038	0,003	1E-08	3E+06	2E+07	2E+07	3E+07	1,6643	1,4E+07	7100909	7013573	9509880	0,42975
Configuración 1														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
160,3	5,61	0,0254	0,003	4E-09	3E+06	2E+07	2E+07	3E+07	1,50851	1,4E+07	7100909	7716949	1,1E+07	0,38952
160,3	5,61	0,038	0,003	1E-08	2E+06	8E+06	9E+06	3E+07	3,20284	1,4E+07	7100909	3679119	4907021	0,82702
Configuración 2														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
160,3	11,33	0,0254	0,003	4E-09	3E+06	4E+07	4E+07	3E+07	0,77338	1,4E+07	7100909	1,5E+07	2E+07	0,1997
160,3	11,33	0,038	0,003	1E-08	2E+06	2E+07	2E+07	3E+07	1,70621	1,4E+07	7100909	6915821	9201792	0,44057
Configuración 3														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
11,87	0,677	0,0254	0,003	4E-09	2E+05	2E+06	2E+06	3E+07	12,8687	1,4E+07	7100909	877678	1259295	3,32288
11,87	0,677	0,038	0,003	1E-08	2E+05	9E+05	1E+06	3E+07	28,1832	1,4E+07	7100909	404210	571549	7,27732
Configuración 4														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
1,165	0,023	0,0254	0,003	4E-09	22927	72213	82412	3E+07	333,691	1,4E+07	7100909	-113400	195812	86,164
1,165	0,023	0,038	0,003	1E-08	15325	32264	41780	3E+07	658,217	1,4E+07	7100909	-52630	94409,6	169,961
Configuración 5														
Vmax	Mmax	h	b	l	Tao	Sigma	SP	Mat	n	Se´	Se	Sa	Sm	Nfa
80,73	6,318	0,0254	0,003	4E-09	2E+06	2E+07	2E+07	3E+07	1,39032	1,4E+07	7100909	8892532	1,1E+07	0,359
80,73	6,318	0,038	0,003	1E-08	1E+06	9E+06	9E+06	3E+07	3,07518	1,4E+07	7100909	4040582	4901980	0,79406

**Tabla 0.1.- Factores de seguridad para estructura base con material de aluminio**



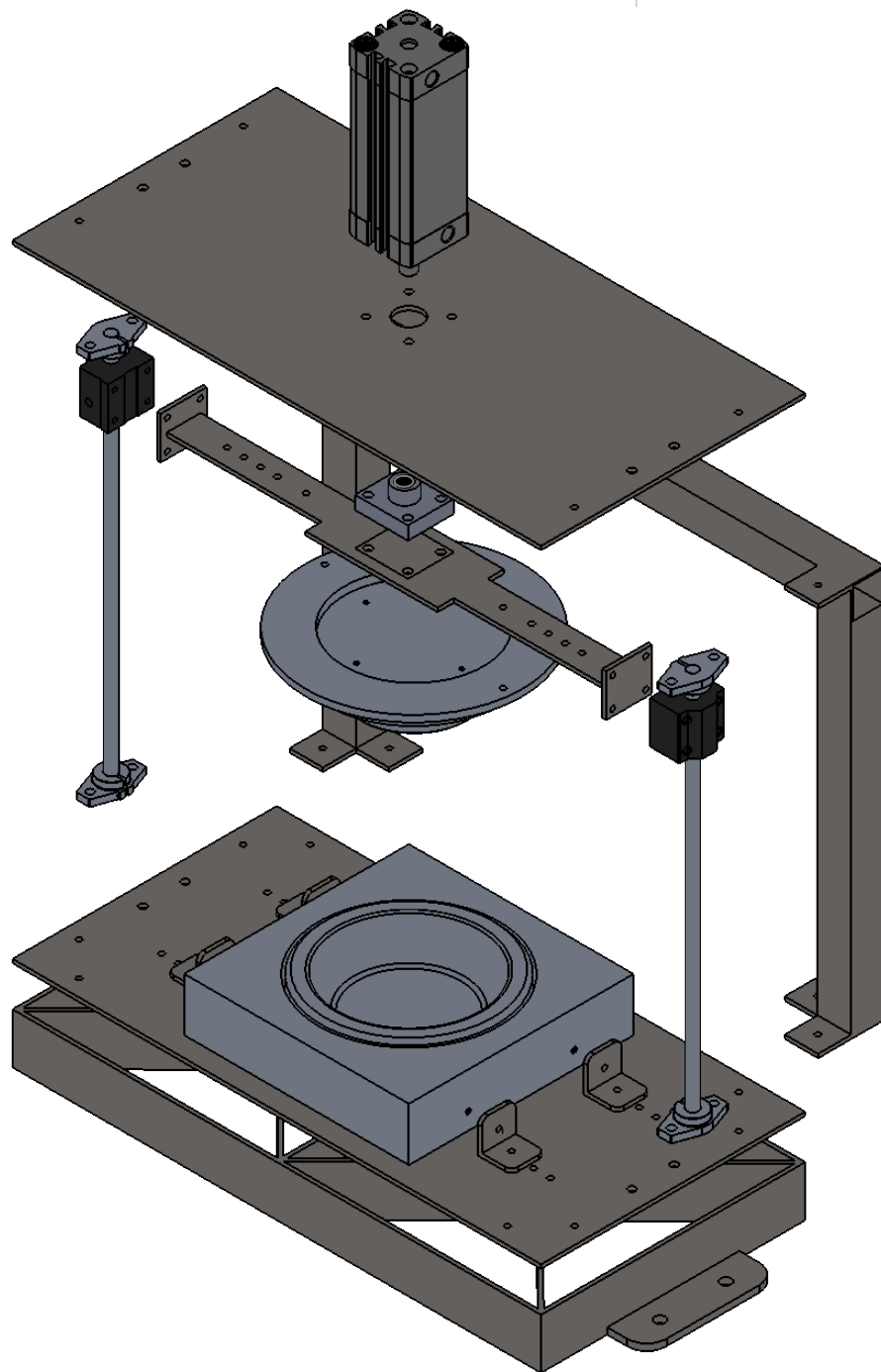
# **APÉNDICE H**

**Planos de fabricación**



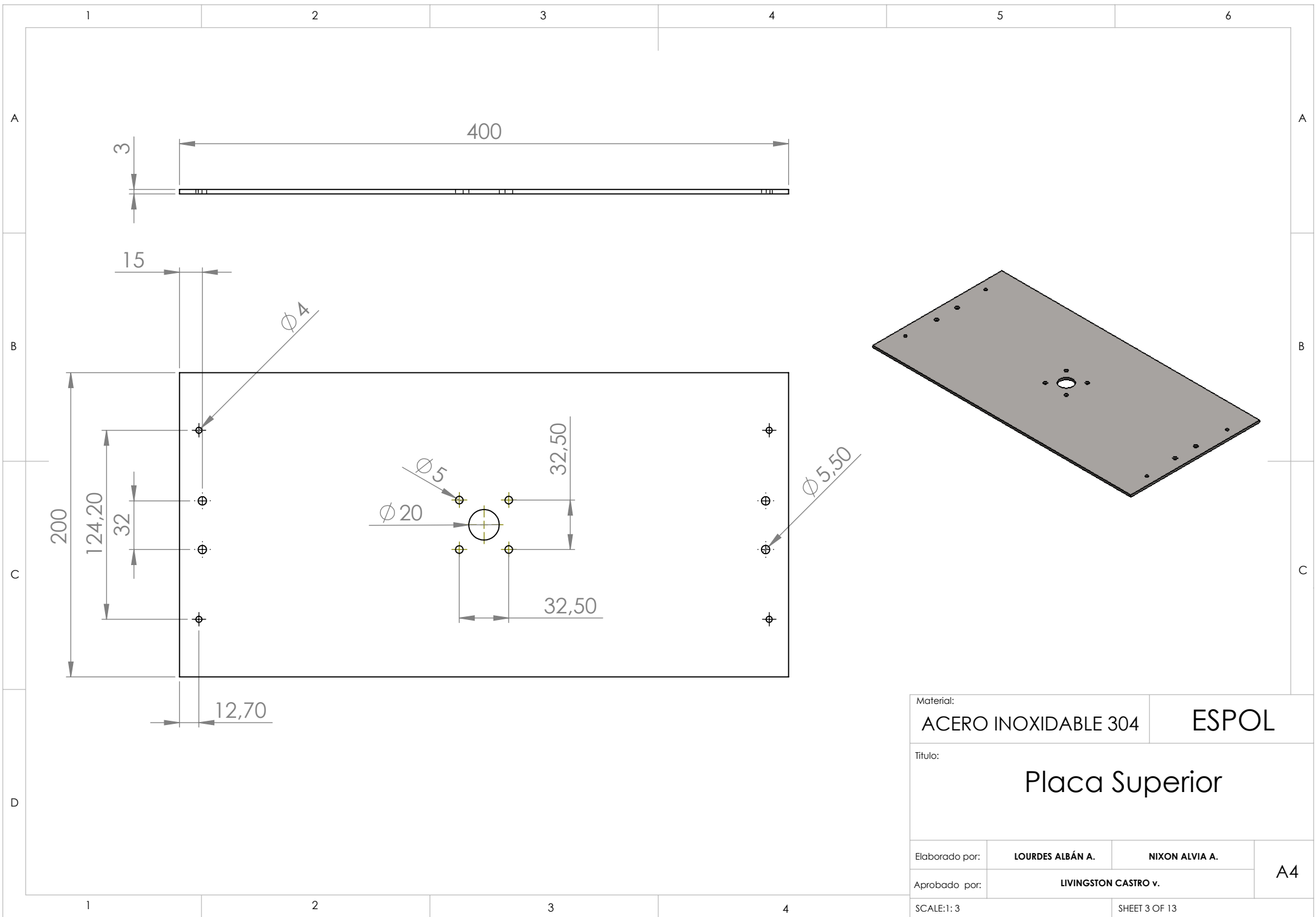
Elemento	N° de Pieza	Descripción	Cant.
1	Cilindro neumatico	Diametro 25 mm Longitud 230 mm	1
2	Placa superior	AISI 304 400x200x3 mm	1
3	Columna	Tubo cuadrado 1" x 1,2 mm AISI 304	4
4	Viga	Tubo cuadrado 1" x 1,2 mm AISI 304	1
5	Placa base	AISI 304 400x200x3 mm	1
6	Base	AISI 304	1
7	Eje	Diam. 8 mm Aluminio	2
8	Rodamientos lineales	SCS 8 UU	2
9	Soportes para ejes	SHF8	8
10	Pernos M8	Acero Inoxidable	4
11	Perno M5	Acero Inoxidable	12
12	Perno M4	Acero Inoxidable	22
13	Perno M3	Acero Inoxidable	15
14	Perno M2	Acero Inoxidable	4
15	Final de carrera	-	2
16	Panel de Control	-	1

Material:		Acero inoxidable	ESPOL
Titulo:			
Componentes de Prensa Neumática			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE:1: 5		SHEET 1 OF 13	

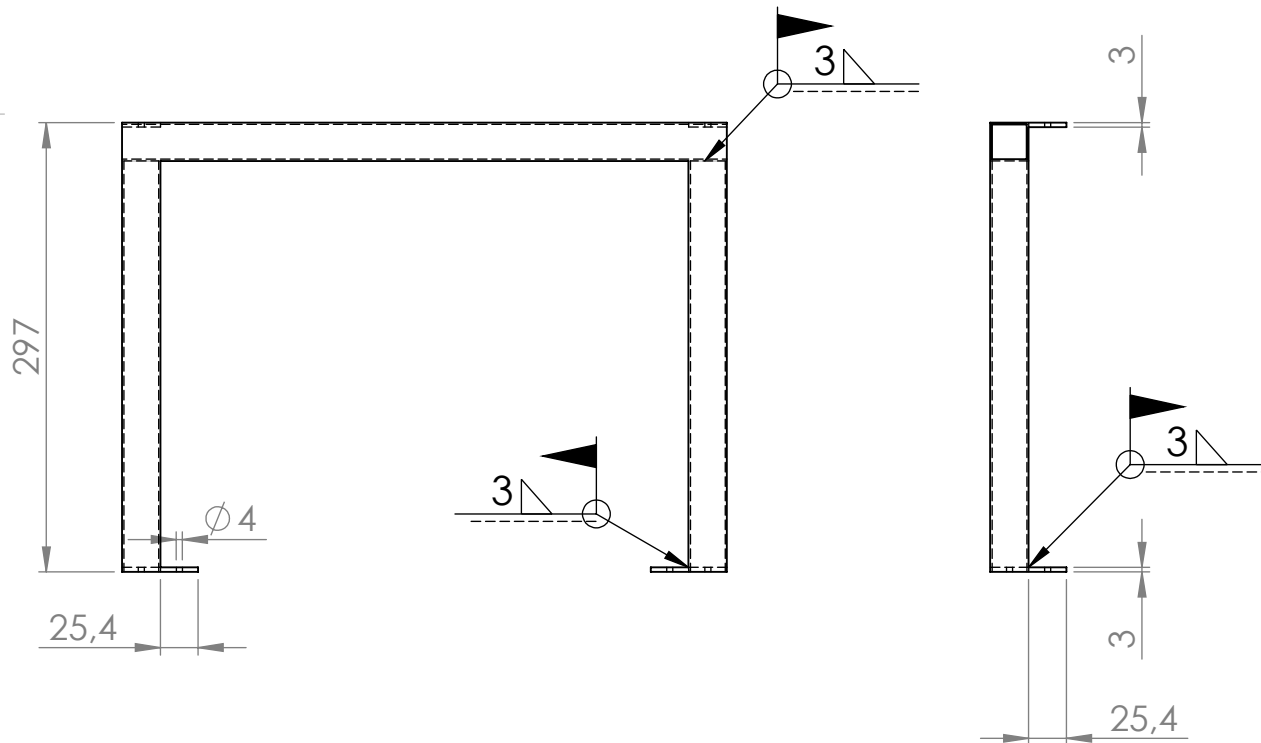
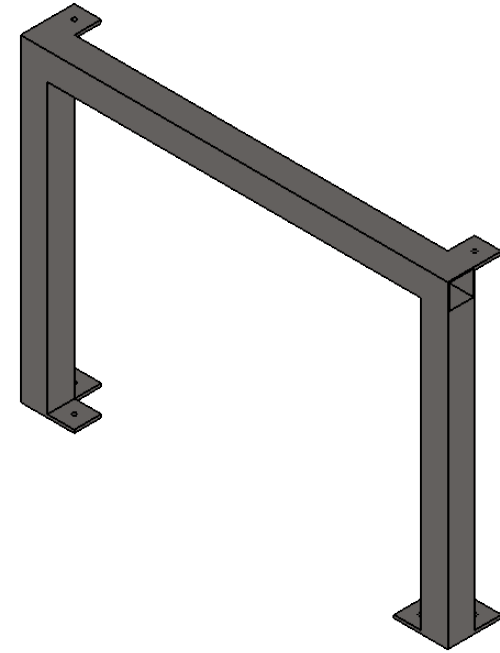
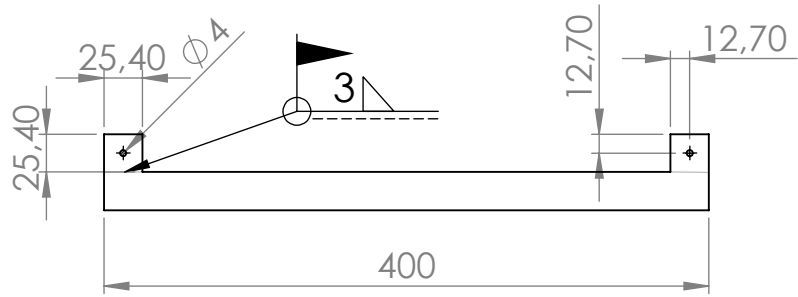


Material:	Acero inoxidable	ESPOL
Título:	Despiece de componentes de Prensa Neumática	
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.	
SCALE:1: 4	SHEET 2 OF 12	

A4



Material:		ACERO INOXIDABLE 304		ESPOL	
Titulo:					
Placa Superior					
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.		A4	
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.				
SCALE:1: 3			SHEET 3 OF 13		

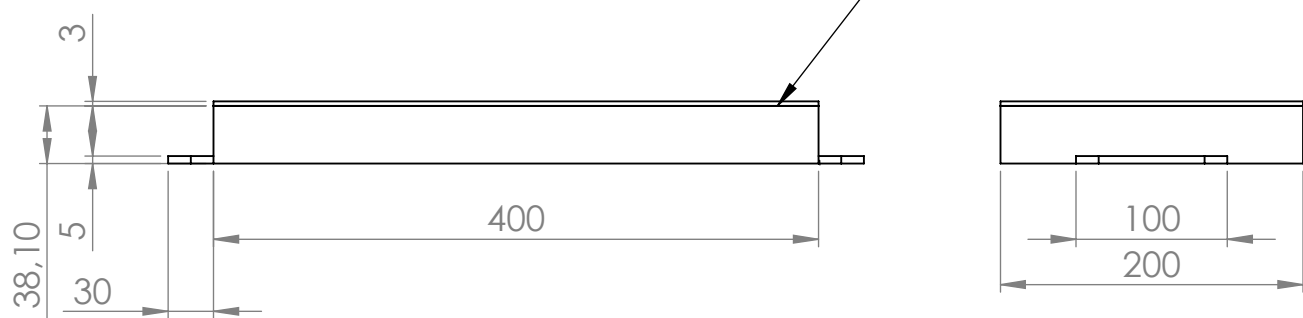
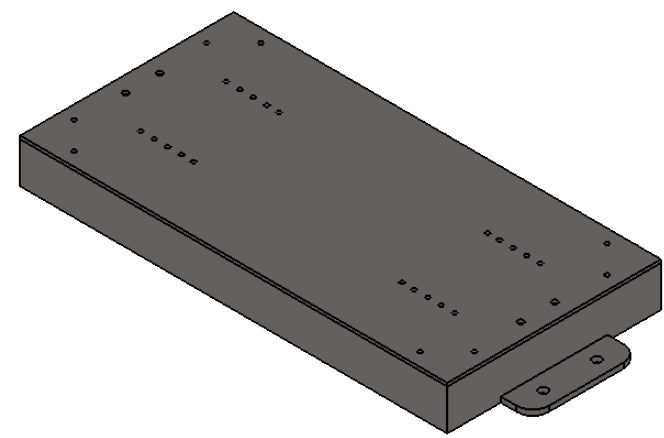
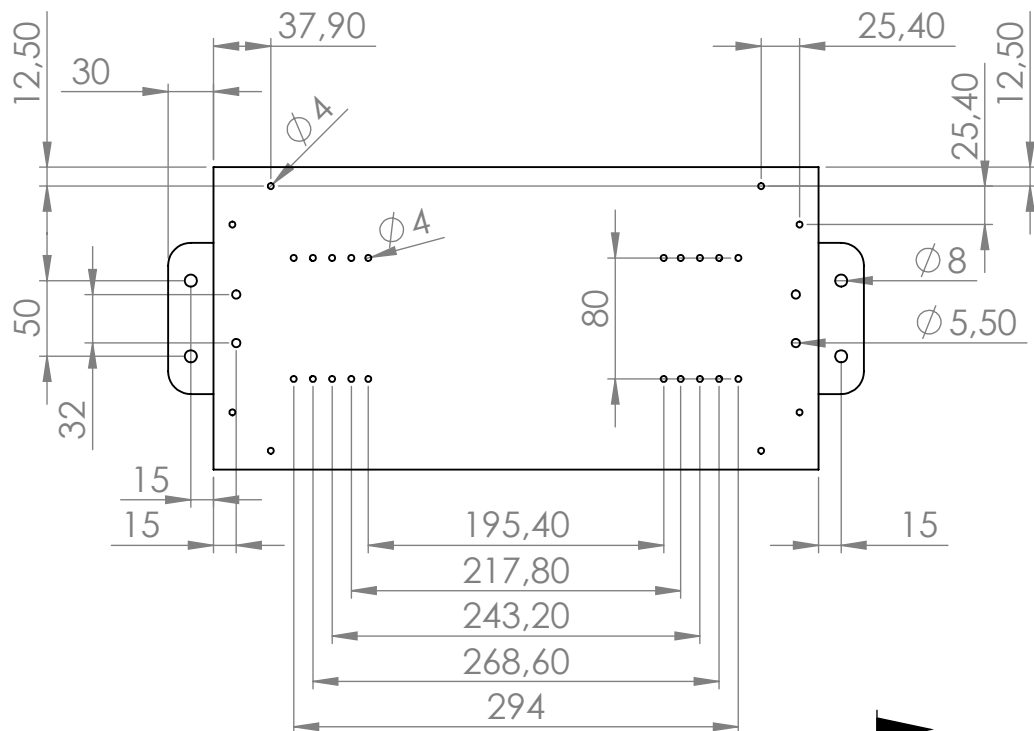


Cant.	Especificaciones	Material
3	Tubería cuadrada 1" x 1,2 mm	AISI 304

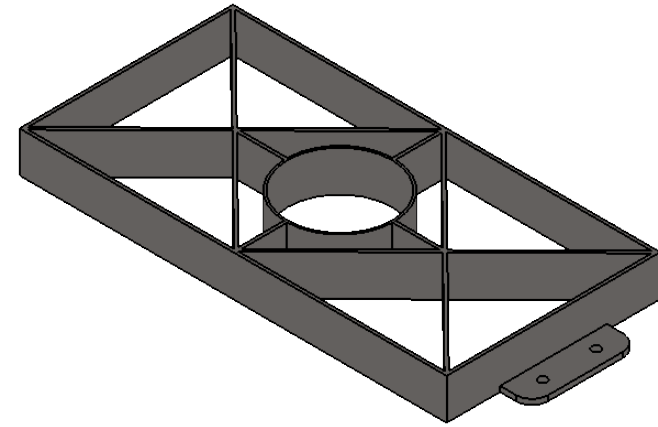
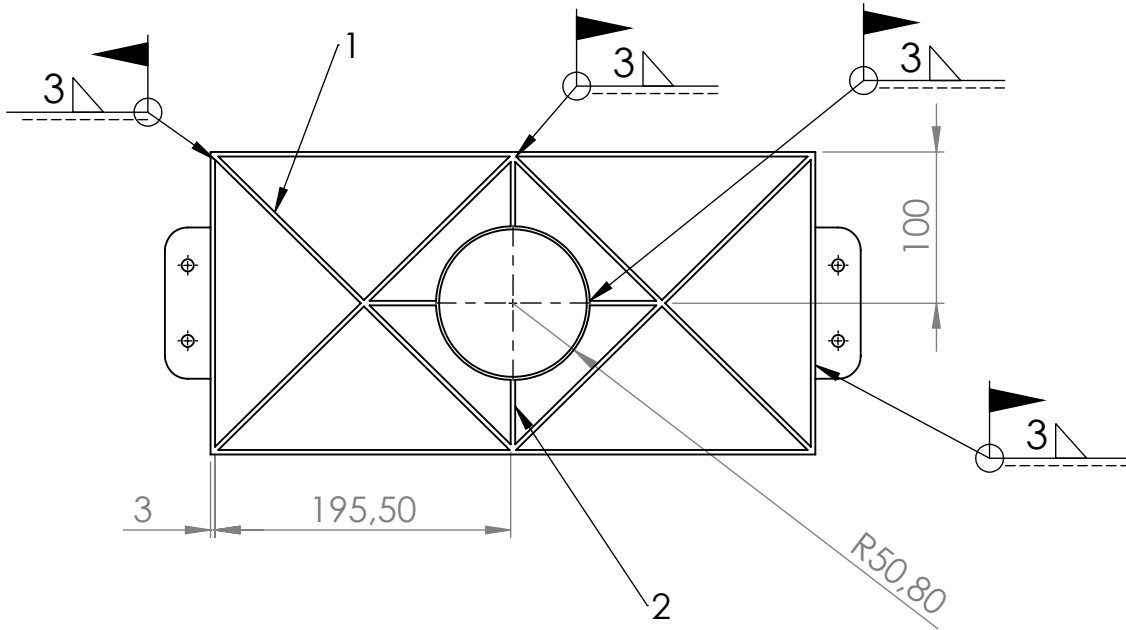
Material:  
ACERO INOXIDABLE 304      ESPOL

Título:  
**Estructura**

Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		



Material:		Acero Inoxidable AISI 304		ESPOL	
Titulo:					
Base					
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.		NIXON ALVIA A.		A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.				
SCALE:1: 5			SHEET 5 OF 13		



1	Platina 1 1/2" x 274 x 3 mm
2	Platina 1 1/2" x 43 x 3 mm
3	Tubo 4" x 1 1/2"

Material: Acero Inoxidable AISI 304 **ESPOL**

Título: **Estructura Base**

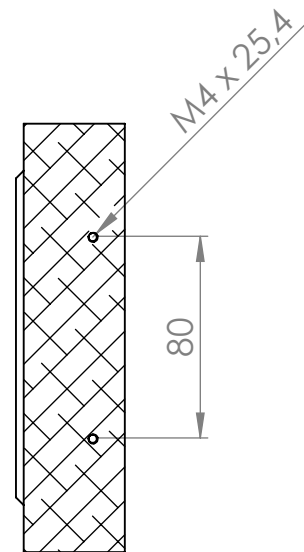
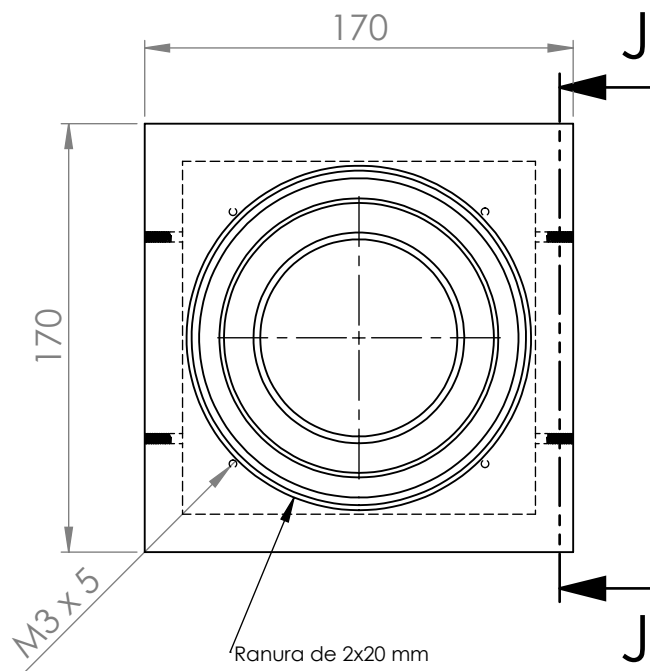
Elaborado por: **LOURDES ALBÁN A.** **NIXON ALVIA A.**

Aprobado por: **LIVINGSTON CASTRO v.**

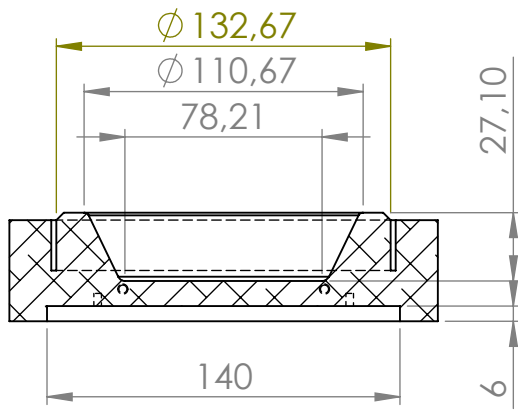
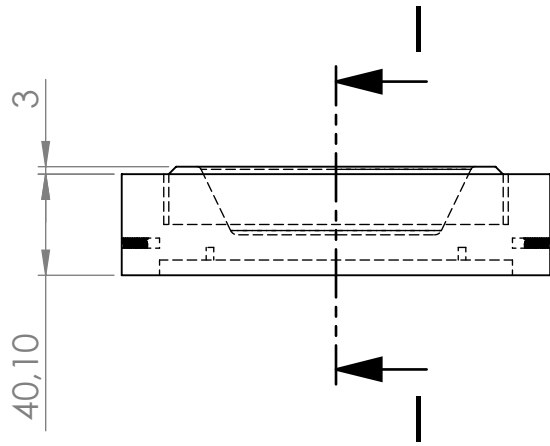
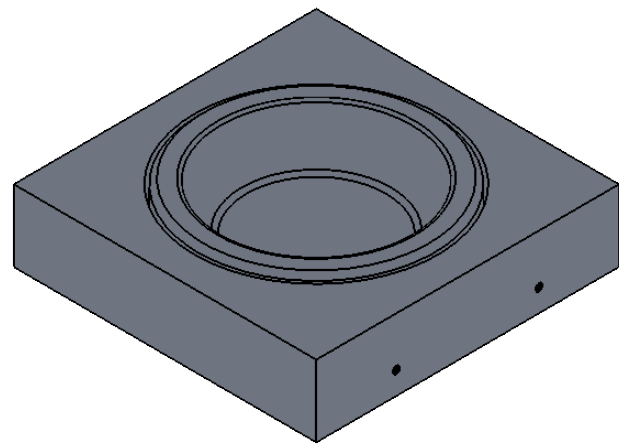
A4





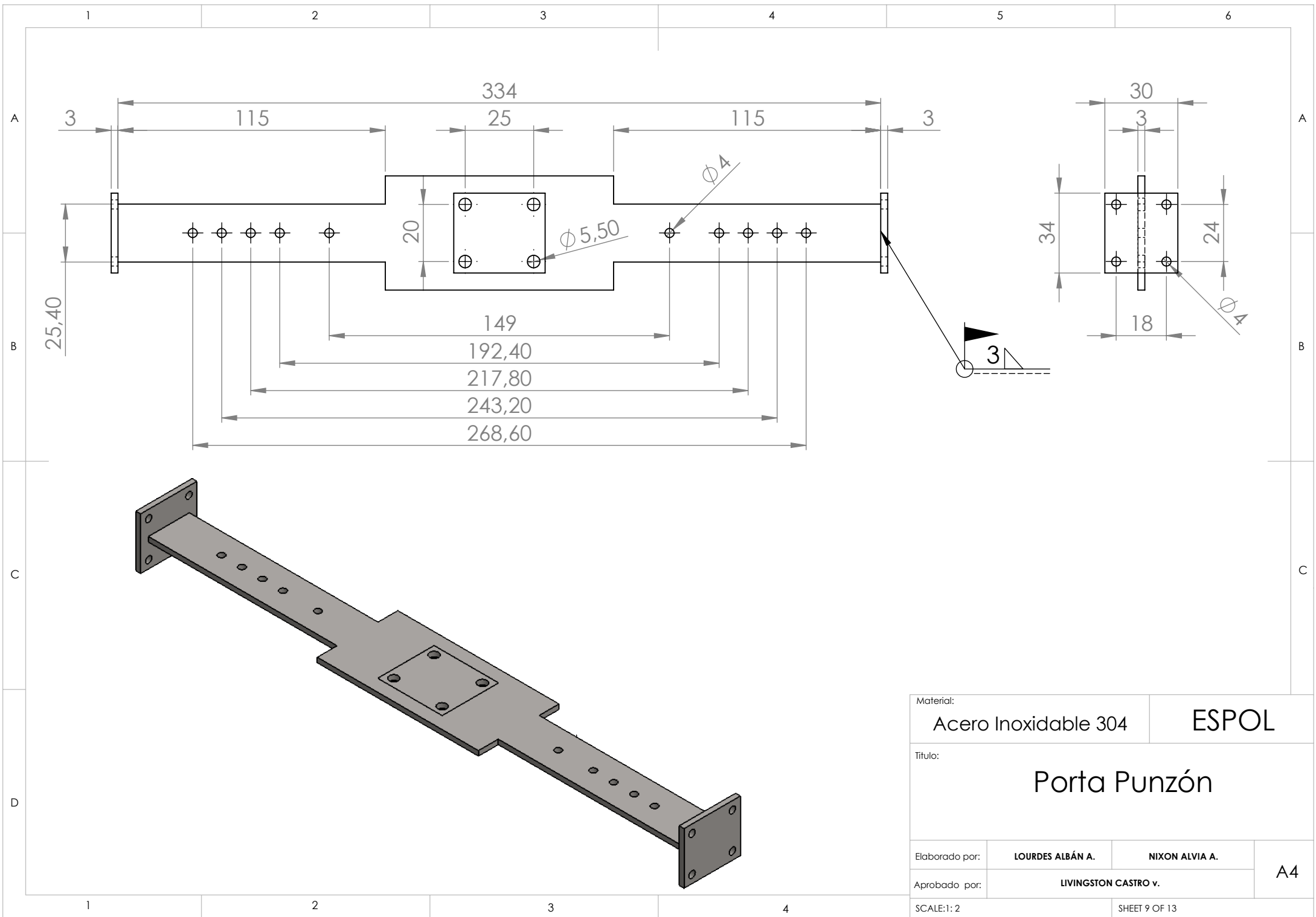


SECCIÓN J-J  
ESCALA 1 : 3

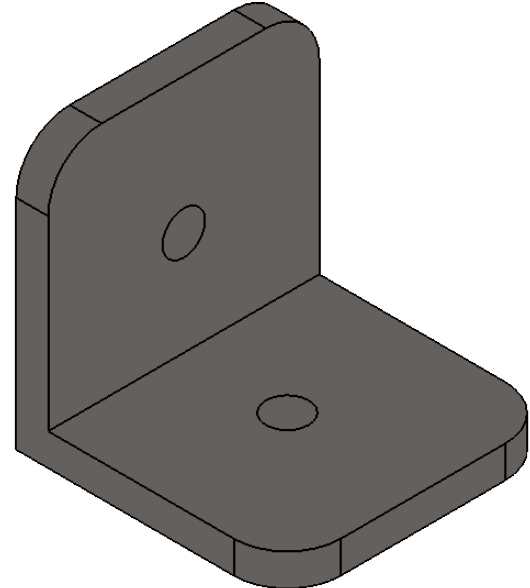
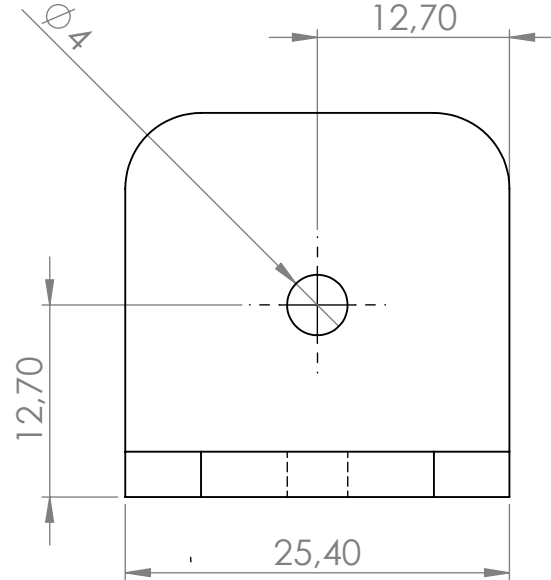
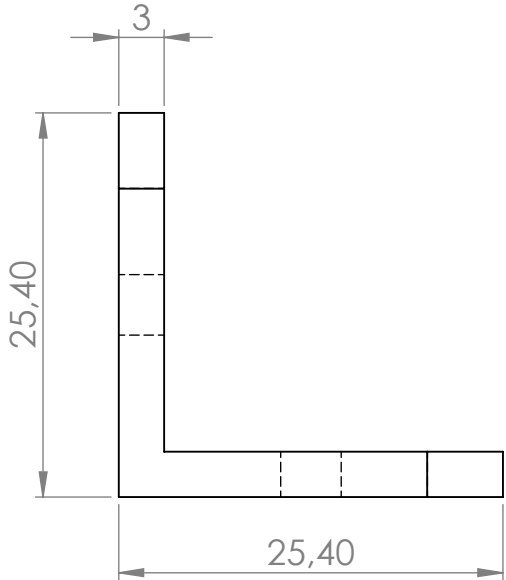
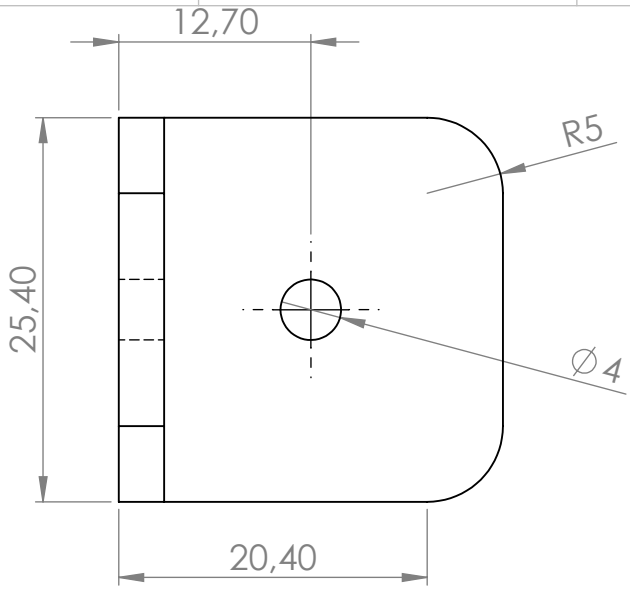


SECCIÓN I-I  
ESCALA 1 : 3

Material:		Aluminio	ESPOL
Titulo:			
Matriz			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE:1: 3		SHEET 8 OF 13	

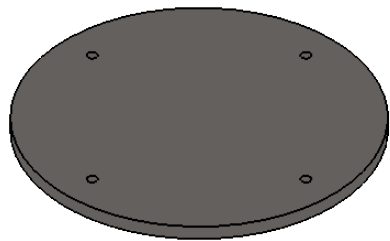
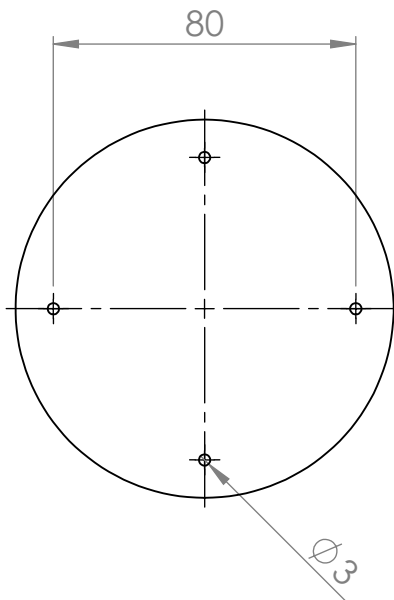
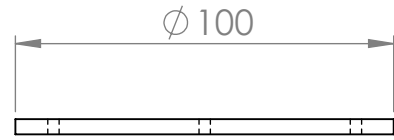


Material:		Acero Inoxidable 304	ESPOL
Titulo:			
Porta Punzón			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE:1: 2		SHEET 9 OF 13	

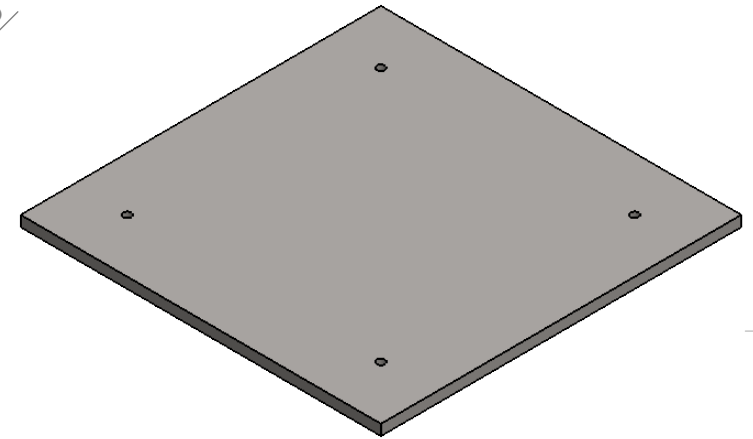
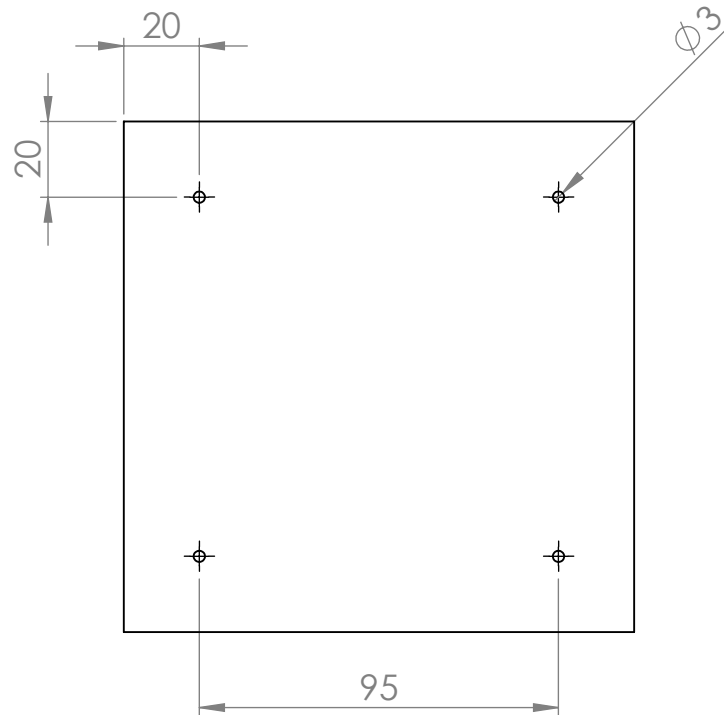
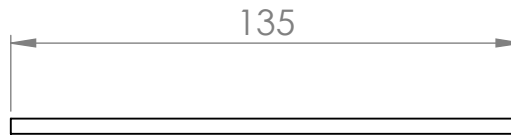


Material:		Acero AISI 304	ESPOL
Titulo:			
Escuadra de montaje			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE: 2:1		SHEET 10 OF 13	

### Resistencia eléctrica para punzón

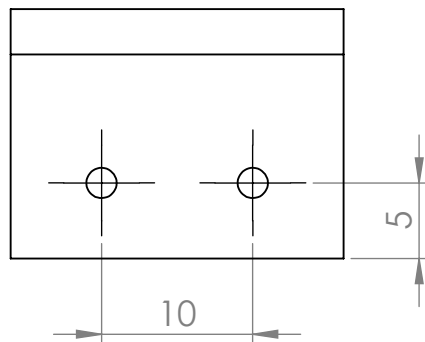
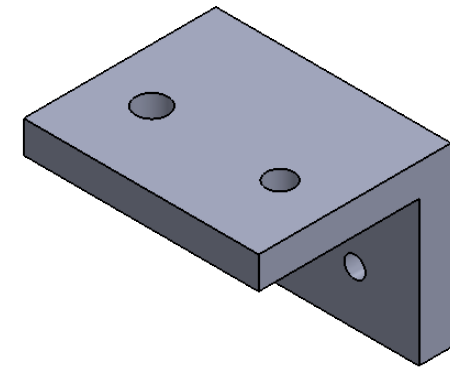
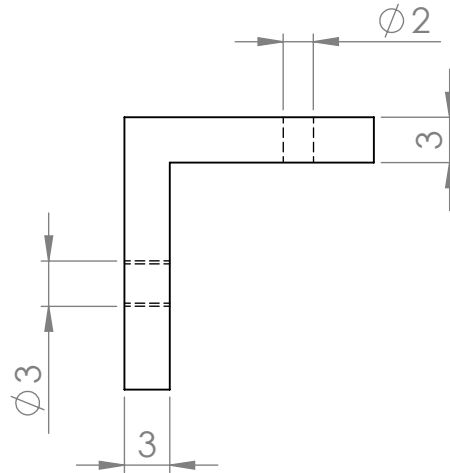
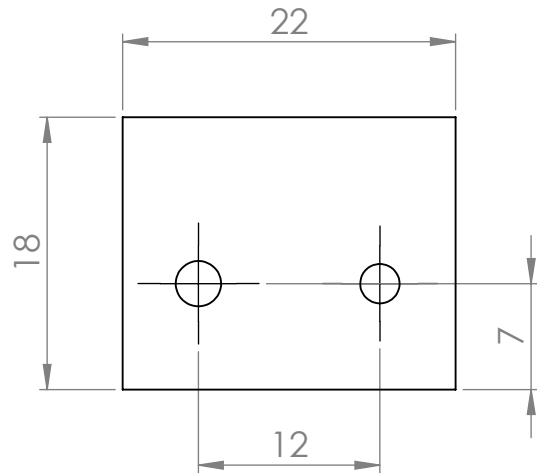


### Resistencia eléctrica para matriz



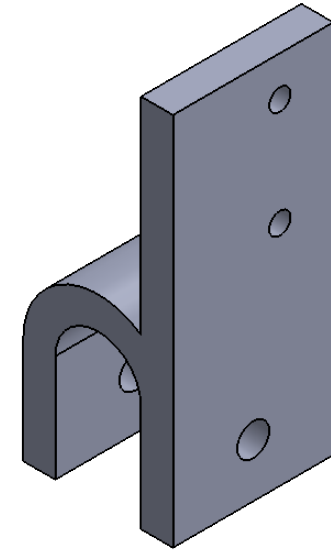
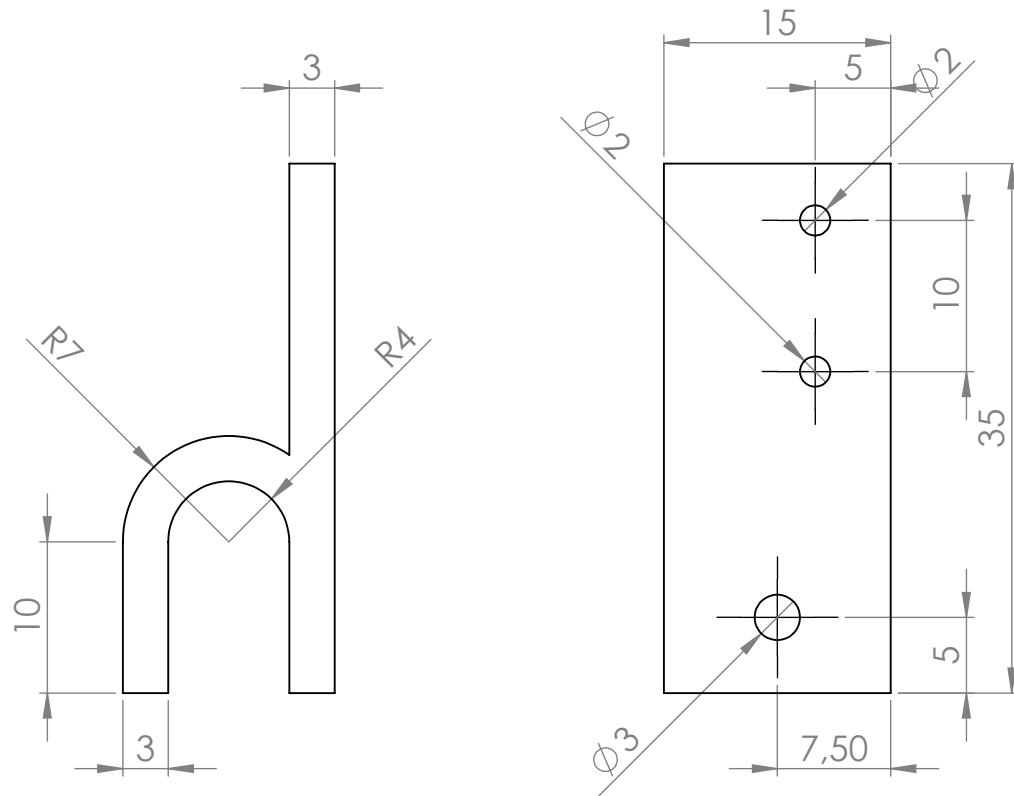
\*Nota: El espesor de la resistencia eléctricas vienen en medidas comerciales de 3 a 4mm aproximadamente. Para el diseño de la máquina se uso un espesor de 4 mm.

Material:		Acero inoxidable	ESPOL
Titulo:			
Resistencias eléctricas			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE:1: 2	SHEET 11 OF 13		



Material:		Plástico ABS o PLA	ESPOL
Titulo: <b>Soporte superior para final de carrera</b>			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE: 2:1		SHEET 12 OF 13	

\*Nota: La construcción de este elemento puede realizarse en una impresora 3D



\*Nota: La construcción de este elemento puede realizarse en una impresora 3D

Material:		Plástico ABS o PLA	ESPOL
Titulo:			
Soporte Inferior para final de carrera			
Elaborado por:	LOURDES ALBÁN A.	NIXON ALVIA A.	A4
Aprobado por:	LIVINGSTON CASTRO v.		
SCALE: 2:1		SHEET 13 OF 13	