



# **ESPE**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS**  
**INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

## **DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

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

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFUNDADORA  
AUTOMÁTICA DE DOBLE CONDUCTO PARA LÍQUIDOS CON  
LÁMINA DE POLIPROPILENO PARA LA EMPRESA MECATEC  
DEL CANTÓN SALCEDO**

**AUTORES: DIEGO FERNANDO CURICHO OYOS,  
JOSÉ ISRAEL FIERRO PAZUÑA**

**DIRECTOR: ING. MARIO LARA**

**CODIRECTOR: ING. VICENTE HALLO**

**LATACUNGA**

**2015**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, "***DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFUNDADORA AUTOMÁTICA DE DOBLE CONDUCTO PARA LÍQUIDOS CON LÁMINA DE POLIPROPILENO PARA LA EMPRESA MECATEC DEL CANTÓN SALCEDO***" realizado por los señores ***DIEGO FERNANDO CURICHO OYOS Y JOSÉ ISRAEL FIERRO PAZUÑA***, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores ***DIEGO FERNANDO CURICHO OYOS Y JOSÉ ISRAEL FIERRO PAZUÑA*** para que lo sustente públicamente.

**Latacunga, 16 Septiembre del 2015**

---

**Ing. Mario Alcides Lara Núñez  
DIRECTOR**



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, **DIEGO FERNANDO CURICHO OYOS**, con cédula de identidad N° 0503482903 Y **JOSÉ ISRAEL FIERRO PAZUÑA**, con cédula de identidad N° 0502983174, declaramos que este trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFUNDADORA AUTOMÁTICA DE DOBLE CONDUCTO PARA LÍQUIDOS CON LÁMINA DE POLIPROPILENO PARA LA EMPRESA MECATEC DEL CANTÓN SALCEDO**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 16 Septiembre del 2015

  
\_\_\_\_\_  
Diego Fernando Curicho Oyos  
C.C: 0503482903

  
\_\_\_\_\_  
José Israel Fierro Pazuña  
C.C: 0502983174



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**AUTORIZACIÓN**

Nosotros, **DIEGO FERNANDO CURICHO OYOS Y JOSÉ ISRAEL FIERRO PAZUÑA**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ENFUNDADORA AUTOMÁTICA DE DOBLE CONDUCTO PARA LÍQUIDOS CON LÁMINA DE POLIPROPILENO PARA LA EMPRESA MECATEC DEL CANTÓN SALCEDO**” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 16 Septiembre del 2015

---

Diego Fernando Curicho Oyos  
C.C: 0503482903

---

José Israel Fierro Pazuña  
C.C: 0502983174

## DEDICATORIA

Este proyecto lo dedico a mis amados y respetados padres **José Fierro** y **Angelita Pazuña** por todo su apoyo incondicional, que gracias a su esfuerzo, sacrificio, consejos, enseñanzas y a la educación que me impartieron, supieron guiarme por un buen camino para convertirme en un profesional y en la persona que hoy en día soy, a mis abuelitos maternos **Fausto Pazuña** y **Griselda Guanoluisa** por haberme criado desde niño como si fuera un hijo más convirtiéndose de este modo en mis segundos padres, a mis hermanos **Jimmy** y **Anjette** a mis tíos, primos y toda mi familia que de una u otra forma siempre estaban pendientes de mí.

Israel

jfierro1010@gmail.com

El proyecto realizado quiero dedicar a mis amigos incondicionales a quienes los admiro y los respeto, mis padres **ALICO OYOS** y **ALFREDITO CURICHO** quienes me brindaron su apoyo incondicional, como también a mi hija **MIRIAN YULIANA** mi **ratoncita**, a **FERNANDA**, mis hermanas, mis abuelitos, mis tíos y tías, mis primos, quienes han sido mi inspiración y mi fortaleza para día a día seguir sin rendirme y alcanzar esta meta.

**Diego Curicho**

## AGRADECIMIENTO

Doy gracias a dios por darme salud, por sus bendiciones, por brindarme sabiduría y entendimiento para tomar las mejores dediciones respecto a mi vida.

Agradezco a mis padres por haberme brindado su respaldo en estos 5 años de estudios universitarios, a mis abuelitos por los elogios brindados, a mis tíos y primos que se preocuparon cada momento que necesitaba de su ayuda y finalmente a mis verdaderos panas de toda la vida, que más que mis amigos son mis hermanos hoy mañana y siempre, **Cesar Enríquez, Luis Gallardo, Cristian Herrera, John Corrales, Cristian Cajas, Alexis Vinuesa y Erick Quimbíta** que en todo momento me apoyaron para culminar con este gran objetivo que dio una pauta a mi vida.

**Lo logre viejita de mi vida aunque ya no esté aquí esto es por usted mamita Guille viviré eternamente agradecido por haberme inculcado sus sabios concejos.**

Israel

[jifierro1010@gmail.com](mailto:jifierro1010@gmail.com)

## AGRADECIMIENTO

Dios te doy las gracias por guiar y bendecir mis días para lograr alcanzar esta meta tan anhelada. A mis padres quienes con su sacrificio y comprensión han logrado darme el mejor de los regalos y perdonar mis errores.

Además como no agradecer a los propietarios de la empresa MECATEC, Don Antoño Galardo y Señora Alexandra Chiluisa, quienes nos abrieron las puertas y permitieron cumplir con nuestra meta.

Un agradecimiento profundo a los profesores Ing. Mario Lara y al Ing. Vicente Hallo quienes con sus conocimientos, paciencia y ayuda permanente nos guiaron para poder culminar el proyecto.

*Diego Curicho*  
nando\_fer091@hotmail.com

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>PORTADA</b> .....	<b>i</b>
<b>CERTIFICACIÓN</b> .....	<b>ii</b>
<b>AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD</b> .....	<b>iii</b>
<b>AUTORIZACIÓN</b> .....	<b>iv</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>v</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDO</b> .....	<b>viii</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>xiii</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>xiv</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>xvii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>xviii</b>
<b>PRESENTACIÓN</b> .....	<b>xix</b>

## CAPÍTULO I

<b>1. FUNDAMENTO TEÓRICO</b> .....	<b>20</b>
1.1 Planteamiento del problema.....	20
1.2 Justificación e importancia.....	20
1.3 Introducción.....	21
1.3.1 Proceso de funcionamiento.....	22
1.4 Láminas de polipropileno.....	22
1.4.1 Definición.....	22
1.4.2 Clasificación del polipropileno.....	23
1.4.3 Aplicaciones industriales.....	23
1.4.4 Técnicas de soldadura de los plásticos.....	24
1.4.5 Técnicas de corte de los plásticos.....	29
1.5 Características de los líquidos.....	30

1.5.1	Hipoclorito de sodio.....	30
1.5.2	El Agua.....	31
1.6	Proceso de enfundado de líquidos.....	31
1.6.1	Condiciones iniciales.....	31
1.6.2	Formación de la funda.....	32
1.6.3	Sellado vertical.....	32
1.6.4	Arrastre.....	33
1.6.5	Dosificado.....	33
1.6.6	Sellado y corte horizontal.....	34
1.7	Partes constitutivas del proceso de enfundado.....	34
1.7.1	Acero inoxidable.....	35
1.7.2	Sistemas de transmisión.....	36
1.7.3	Los resortes.....	38
1.8	Técnicas de control.....	38
1.8.1	Elementos de control para la automatización.....	38
1.8.2	Dispositivos de control.....	39
1.8.3	Sensores.....	40

## **CAPÍTULO II**

<b>2.</b>	<b>DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN.....</b>	<b>43</b>
2.1	Introducción.....	43
2.2	Parámetros de diseño.....	43
2.3	Diseño mecánico.....	44
2.3.1	Prensa de sellado vertical.....	46
2.3.2	Prensa de sellado horizontal.....	63
2.3.3	Mecanismo de arrastre.....	77
2.3.4	Eje de transmisión.....	109

2.3.5	Reductor.....	115
2.3.6	Banda de transmisión.....	117
2.3.7	Rodamientos. ....	119
2.3.8	Bastidor. ....	121
2.3.9	Sistema neumático.....	122
2.4	Diseño del sistema eléctrico. ....	124
2.4.1	Motor. ....	125
2.4.2	Variador de frecuencia. ....	126
2.4.3	Transformador.....	127
2.4.4	Niquelina eléctrica de sellado vertical. ....	128
2.4.5	Resistencia térmica de sellado horizontal. ....	129
2.4.6	Fuente de poder del sistema de control. ....	130
2.5	Diseño del sistema de control. ....	132
2.5.1	Relé de estado sólido.....	132
2.5.2	Dimensionamiento del Contactor. ....	132
2.5.3	Panel PC. ....	133
2.6	Selección y adquisición de elementos. ....	135
2.7	Construcción de la máquina.....	137
2.7.1	Vástagos de las prensas horizontal, vertical y eje guía.....	137
2.7.2	Separadores de las prensas horizontal, vertical y ejes. ....	137
2.7.3	Pasadores de la prensa vertical y mecanismo de arrastre. ....	137
2.7.4	Placa soporte del enfriador. ....	138
2.7.5	Soporte regulador del enfriador.....	138
2.7.6	Enfriador.....	139
2.7.7	Excéntrica horizontal y vertical. ....	139
2.7.8	Placa soporte de la prensa móvil. ....	140
2.7.9	Placas soporte de la prensa horizontal. ....	140

2.7.10	Placas de soporte y sujeción del mecanismo de arrastre. ....	141
2.7.11	Mordazas. ....	141
2.7.12	Guía del mecanismo de arrastre. ....	142
2.7.13	Manivela. ....	142
2.7.14	Ejes del sistema de transmisión de movimiento general. ....	142
2.7.15	Carrete porta rollos. ....	142
2.8	Programación del controlador. ....	143
2.8.1	Alarmas. ....	144
2.8.2	Inicio. ....	145
2.8.3	Sellado horizontal. ....	146
2.8.4	Arrastre. ....	147
2.8.5	Sellado horizontal, pre-corte y corte continuo. ....	148
2.8.6	Dosificado. ....	149
2.9	Modos de operación. ....	149
2.9.1	Operación manual. ....	149
2.9.2	Operación automática. ....	150
2.10	Desarrollo del HMI. ....	150

### **CAPÍTULO III**

<b>3. IMPLEMENTACIÓN Y PROTOCOLO DE PRUEBAS</b> .....	<b>151</b>	
3.1	Introducción. ....	151
3.2	Implementación de la enfundadora. ....	151
3.2.1	Implementación del sistema mecánico. ....	151
3.2.2	Implementación del sistema neumático. ....	151
3.2.3	Implementación del sistema eléctrico y de control. ....	152
3.3	Pruebas del sistema eléctrico y de control. ....	153
3.4	Pruebas del sistema neumático. ....	153

3.5	Pruebas generales de la máquina. ....	153
3.5.1	Desenrollado. ....	153
3.5.2	Formador.....	154
3.5.3	Sellado Vertical. ....	154
3.5.4	Arrastre. ....	155
3.5.5	Dosificado. ....	156
3.5.6	Sellado horizontal.....	157
3.5.7	Corte. ....	157
3.5.8	Alcance. ....	157
3.6	Validación de la hipótesis.....	157

#### **CAPÍTULO IV**

<b>4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>158</b>
4.1 Conclusiones.....	158
4.2 Recomendaciones. ....	159
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>160</b>
<b>LINKOGRAFÍA .....</b>	<b>161</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>164</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1:	Propiedades del hipoclorito de sodio .....	30
Tabla 2:	Propiedades del agua .....	31
Tabla 3:	Transmisión de movimientos. ....	36
Tabla 4:	Tipos de termocuplas.....	41
Tabla 5:	Características mecánicas de materiales.....	44
Tabla 6:	Fuerza necesaria para el sellado y corte. ....	45
Tabla 7:	Valores de interés de la excéntrica vertical.....	59
Tabla 8:	Especificaciones del A313. ....	61
Tabla 9:	Valores de interés de la excéntrica horizontal.....	73
Tabla 10:	Especificaciones del A228. ....	75
Tabla 11:	Especificaciones técnicas del tensor .....	94
Tabla 12:	Características del motor trifásico.....	126
Tabla 13:	Características del variador de frecuencia.....	127
Tabla 14:	Corriente consumida por los diversos componentes. ....	131
Tabla 15:	Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación.....	131
Tabla 16:	Especificaciones técnicas del contactor.....	133
Tabla 17:	Requerimientos de la enfundadora. ....	133
Tabla 18:	Análisis de disponibilidad. ....	134
Tabla 19:	Características técnicas del Panel PC. ....	135
Tabla 20:	Lista de materiales eléctricos.....	135
Tabla 21:	Resultado del formador.....	154
Tabla 22:	Resultado del sellado vertical .....	155
Tabla 23:	Resultado del arrastre.....	155
Tabla 24:	Resultados del dosificado .....	156

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Sellado por calor.....	24
Figura 2: Soldadura por láser.....	25
Figura 3: Soldadura por aire caliente.....	26
Figura 4: Soldadura por ultrasonido.....	26
Figura 5: Soldadura por alta frecuencia.....	27
Figura 6: Soldadura vibración.....	27
Figura 7: Soldadura por extrusión.....	28
Figura 8: Soldadura por disolvente.....	28
Figura 9: Soldadura por placa caliente.....	29
Figura 10: Trayectoria de la lámina de polímero.....	32
Figura 11: Conformadores de láminas de polímero.....	32
Figura 12: Selladora de fundas.....	33
Figura 13: Controlador lógico programable.....	40
Figura 14: Sensores Inductivos.....	41
Figura 15: Sensores de fibra óptica.....	42
Figura 16: Prensa de sellado vertical.....	46
Figura 17: Fuerzas que actúan en el vástago.....	47
Figura 18: Fuerzas que actúan en la placa de soporte.....	48
Figura 19: Diagrama de fuerzas y momentos.....	49
Figura 20: Fuerzas que actúan en el separador.....	51
Figura 21: La placa de soporte del enfriador.....	52
Figura 22: Diagrama de fuerzas y momentos.....	53
Figura 23: Soporte regulador del enfriador.....	55
Figura 24: Enfriador.....	56
Figura 25: Soporte de rodamiento.....	57
Figura 26: Perfil de excéntrica vertical.....	60
Figura 27: Prensa de sellado horizontal.....	63
Figura 28: Fuerzas que actúan.....	64
Figura 29: Soporte prensa móvil.....	65
Figura 30: Diagrama de fuerzas y momentos.....	66
Figura 31: Soporte frontal.....	68

Figura 32: Diagrama de fuerzas y momentos. ....	68
Figura 33: Separador de la base de prensa horizontal. ....	70
Figura 34: Soporte de rodamiento. ....	71
Figura 35: Perfil de la leva horizontal. ....	73
Figura 36: Mecanismo de mordazas neumático. ....	78
Figura 37: Diagramas de fuerza cortante y momento flector. ....	79
Figura 38: Sección rectangular de la placa soporte. ....	80
Figura 39: Mordazas. ....	81
Figura 40: Eje soporte. ....	82
Figura 41: Guías de acople. ....	83
Figura 42: Diagrama de cuerpo libre del rollo de polipropileno. ....	83
Figura 43: Fuerzas que actúan en sistema de arrastre. ....	86
Figura 44: Placa de sujeción. ....	88
Figura 45: Mecanismo manivela biela corredera. ....	89
Figura 46: Diagramas de fuerza cortante y momento. ....	91
Figura 47: Sección rectangular. ....	91
Figura 48: Diagrama de movimientos de la manivela. ....	93
Figura 49: Dimensiones del tensor. ....	93
Figura 50: Mecanismo de arrastre en Working Model. ....	94
Figura 51: Piñón y engrane engranados. ....	99
Figura 52: DCL en la superficie del cono. ....	99
Figura 53: DCL de fuerzas que actúan en el eje. ....	103
Figura 54: Diagramas de fuerza cortante y momento flector. ....	103
Figura 55: Diagramas de fuerza cortante y momento flector. ....	104
Figura 56: Diagrama del eje y sus componentes. ....	105
Figura 57: DCL eje de transmisión. ....	109
Figura 58: Diagrama de fuerza cortante y momento flector. ....	109
Figura 59: Diagrama de fuerza cortante y momento flector. ....	110
Figura 60: Especificaciones del reductor. ....	117
Figura 61: Gráfica para seleccionar la banda. ....	118
Figura 62: Dimensiones de la sección de la banda. ....	118
Figura 63: Especificaciones del rodamiento. ....	120
Figura 64: Armario y bastidor de la enfundadora. ....	121
Figura 65: Maquina enfundadora vista frontal. ....	122

Figura 66: Diagrama neumático de la enfundadora. ....	122
Figura 67: Mordazas de arrastre. ....	123
Figura 68: Mecanismo de pre-corte y corte. ....	124
Figura 69: Diagrama unifilar. ....	125
Figura 70: Variador de frecuencia. ....	126
Figura 71: Panel PC. ....	134
Figura 72: Diagrama de construcción de los vástagos. ....	137
Figura 73: Diagrama de construcción de la placa del enfriador. ....	138
Figura 74: Diagrama de construcción del soporte regulador. ....	139
Figura 75: Diagrama de construcción de las excéntricas. ....	140
Figura 76: Diagrama de construcción del soporte de la prensa móvil. ....	140
Figura 77: Diagrama de construcción de las placas de las prensas. ....	141
Figura 78: Diagrama de construcción de las placas soporte del arrastre. .	141
Figura 79: Diagrama de construcción de la guía o corredera. ....	142
Figura 80: Diagrama de construcción del carrete porta rollos. ....	143
Figura 81: Diagrama de flujo de las alarmas. ....	144
Figura 82: Diagrama de flujo del proceso de funcionamiento. ....	149
Figura 83: Tablero de control. ....	152

## RESUMEN

El proyecto que se presenta a continuación, se realiza el análisis de los mecanismos para la construcción de una enfundadora automática. La empresa MECATEC tiene una línea de producción de máquinas enfundadoras de líquidos con un límite de producción. Con el estudio realizado se logró, reducir el tiempo de llenado, duplicar la cantidad de producto terminado con normas de calidad, mantener un control de la cantidad de líquido envasado y la presentación final del producto. A partir de los parámetros de diseño obtenidos de las máquinas existentes y la información obtenida de la teoría de los plásticos, se diseñó los mecanismos del proceso de sellado vertical, sellado horizontal, arrastre y corte. La estructura y el proceso de dosificado se diseñó y analizó en SolidWorks. Los sistemas neumáticos del arrastre, corte y dosificado se estudiaron en Automation Studio. La máquina enfundadora inicia el proceso con el formado de la lámina de polipropileno, continua con el sellado vertical a temperatura que es controlado por transformadores, el arrastre efectúan las mordazas que son impulsadas por el eje principal, el sellado horizontal que tiene una temperatura constante sella herméticamente la lámina mediante un control PID, el dosificado del líquido, finalmente termina con el corte, este proceso es repetitivo. La máquina tiene un mando manual y automático, los dos cabezales de la enfundadora son independientes, el control se lo realiza mediante una Panel Pc la cual permite ingresar datos y al mismo tiempo visualizarlos.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **MÁQUINA ENFUNDADORA**
- **POLIPROPILENO**
- **SELLADO TÉRMICO**
- **INDUSTRIA MANUFACTURERA**

## **ABSTRACT**

The project presented then the analysis of the mechanisms for the construction of an automatic hooding is performed. MECATEC company has a production line for stretch hood machines with liquid production limit. With the study was achieved, reducing the filling time, double the amount of finished product quality standards, keep track of the amount of liquid packaging and final presentation of the product. From the design parameters obtained from existing machines and the information obtained from the theory of plastics, process mechanisms vertical sealing, horizontal sealing and cutting drag is designed. The structure and process of dosing was designed and analyzed in SolidWorks. Pneumatic systems drag, cut and dosed studied in Automation Studio. The sleeve starts the process to the format of the polypropylene sheet, continuous with the vertical sealing temperature is controlled by transformers, the drag performed jaws which are driven by the main shaft, the horizontal seal that has a constant temperature seal sealing the sheet by a PID, the dosed liquid, control ultimately ends with cutting, this process is repeated. The machine has a manual and automatic control, the two heads of the stretch hood are independent, control is performed by a panel PC which allows you to enter data while viewing.

### **KEYWORDS:**

- **HOODING MACHINE**
- **POLYPROPYLENE**
- **HEAT SEALING**
- **MANUFACTURING INDUSTRY**

## PRESENTACIÓN

Este proyecto consiste en el “Diseño y construcción de una enfundadora automática de doble conducto para líquidos con lámina de polipropileno para la empresa MECATEC del cantón salcedo”

El Capítulo I, tiene información sobre las partes constitutivas de una enfundadora, tipos de sellado, métodos de corte, tipos de líquidos empleados en el dosificado, sistemas de transmisión de movimiento y técnicas de control para la automatización.

El Capítulo II, describe el diseño de los diversos mecanismos, el sistema eléctrico, el sistema de control, la selección y adquisición de elementos, la construcción detallada de la enfundadora de doble conducto y la programación del controlador.

El Capítulo III, se implementa y realizan pruebas que emiten resultados del sistema neumático, el sistema de control, los mecanismos de arrastre, dosificado, sellado horizontal, sellado vertical, corte y se valida la hipótesis.

El Capítulo IV, muestra las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

Se incluye anexos y las referencias bibliográficas para profundizar los diferentes temas que se tratan en este proyecto.

## **CAPÍTULO I**

### **1. FUNDAMENTO TEÓRICO.**

#### **1.1 Planteamiento del problema.**

La empresa MECATEC tiene una línea de producción de máquinas enfundadoras de líquidos de un solo conducto lo que limita la cantidad final de producto terminado y el tiempo de llenado de cada funda, para el control del proceso se utiliza un tablero manual donde los ajustes y las calibraciones de las diferentes variables que se manipulan para cada producto son reguladas de forma mecánica, acarreando con ello errores humanos que evidencian retraso y pérdidas en la producción. Adicionalmente el material de la estructura de soporte no se ajusta a las normas que se maneja actualmente generando un problema de asepsia que se debe mantener en las plantas de producción.

Con el diseño y construcción del proyecto se pretende mejorar los mecanismos de sellado, llenado, arrastre y de esta manera reducir el tiempo del proceso de envasado del producto terminado ajustándose a las normas de calidad y mantener un control de la cantidad de líquido envasado como también de la presentación final del producto.

#### **1.2 Justificación e importancia.**

Este proyecto es importante ya que la empresa MECATEC en su proceso de desarrollo industrial ha planteado objetivos para darse a conocer a nivel regional y nacional sobre la fabricación de máquinas enfundadoras automatizadas las mismas que deben ser más eficientes, flexibles al usuario, de mayor producción y beneficio económico para el cliente por lo tanto se desea invertir en proyectos que cumplan con normas e especificaciones técnicas.

El diseño y construcción de la máquina enfundadora de doble conducto con lámina de polipropileno se lo realiza con el propósito de aumentar la productividad del proceso y garantizar un sellado ergonómico manteniendo la calidad del producto enfundado facilitando el transporte y almacenamiento.

La automatización de enfundadoras de líquidos es necesario debido al alto índice de consumo de productos que necesitan ser envasados y la manera adecuada es aplicando la instrumentación industrial.

### **1.3 Introducción.**

A nivel mundial la automatización de enfundadoras de líquidos es necesario debido al alto consumo de productos que necesitan ser envasados por ende se busca mejorar los procesos tales como los de sellado y llenado aplicando métodos de automatización industrial que permitan disminuir las pérdidas de producción.

En el Ecuador la proliferación de micro empresas obliga a los competidores cada vez a mejorar sus líneas de producción, ya que la fabricación de estas máquinas va dirigida a pequeñas industrias de elaboración de cloro, shampoo, lácteos, salsas y snack's.

La máquina enfundadora de doble conducto basa su construcción en el diseño de los mecanismos de conformado, sellado, arrastre, pre-corte y corte final, los cuales forman y sellan herméticamente las láminas de polipropileno; mediante un control automático de las niquelinas que suelda la lámina de polipropileno, la longitud de funda de acuerdo al volumen de líquido a ser envasado en cada conducto, el nivel de llenado de líquido que se realiza por caída libre y por ende los diversos mecanismos anteriormente mencionados.

Su funcionamiento es independiente, para los mecanismos de conformado, pre-corte y corte final la transmisión de movimiento es (mecánica, mediante levas) y para el mecanismo de arrastre (neumática). Todo el control del

proceso se realizará mediante un PLC, variadores de frecuencia, sensores para las diferentes variables y la implementación de un HMI que sea amigable al usuario.

### 1.3.1 Proceso de funcionamiento.

#### 1 COLOCACIÓN

- Colocar el rollo de lamina de polipropileno.
- Colocar el liquido en el recipiente.

#### 2 SELECCIÓN

- Especificar el volumen del líquido.
- Especificar el número de funda a cortar.

#### 3 ACCIÓN

- Formación de la manga de la funda.
- Sella la parte inferior del funda.
- Sella la funda longitudinalmente.
- Las mordasas halan la lamina.
- Llenado del liquido.

#### 4 CORTE

- Sellan la parte superior e inferior del siguiente funda.
- Al mismo instante precorta el funda y si ya esta la cantidad especificada se realiza el corte.

### 1.4 Láminas de polipropileno.

#### 1.4.1 Definición.

Son polímeros termoplásticos que se obtienen de la refinación del petrolero, este a su vez cumple con dos funciones específicas como fibra y como plástico, tiene un punto de fusión que oscila a partir de los 130°C dependiendo de la aplicación.

#### a) Ventajas.

Buena estabilidad térmica, moldeable, alta resistencia química a los disolventes, resistente a la tensión y compresión; ligeros, durables y de bajo costo y evita la transferencia de humedad.

**b) Desventajas.**

Frágil a baja temperatura, difícil de pegar y fuente de impacto ambiental (Petroquim, 2013).

**1.4.2 Clasificación del polipropileno.**

Se clasifica en tres tipos homopolímero, copolímero rándom y copolímero de impacto.

**a) Homopolímero.**

Son cristalinos, los productos que se elaboran con este material poseen resistencia a la deformación por calor, dureza y alta rigidez.

**b) Copolímero rándom.**

El rango de fundido es amplio son resistentes al impacto cuando están sometidos a temperatura ambiente y tienen una mayor transparencia.

**c) Copolímero de impacto.**

Tiene alta resistencia al impacto tanto a bajas temperaturas como a temperatura ambiente, al ser sometido a impacto su resistencia varia en forma moderada hasta alcanzar altas resistencias.

**1.4.3 Aplicaciones industriales.**

Las aplicaciones que se le dan a este tipo de plástico son: envases para alimentos, medicinas y productos químicos; lámparas, ventiladores y sopladores; fibras, ropa y electrodomésticos; piezas de automóviles, módulos de construcción para viviendas (Polimero, 2014).

#### 1.4.4 Técnicas de soldadura de los plásticos.

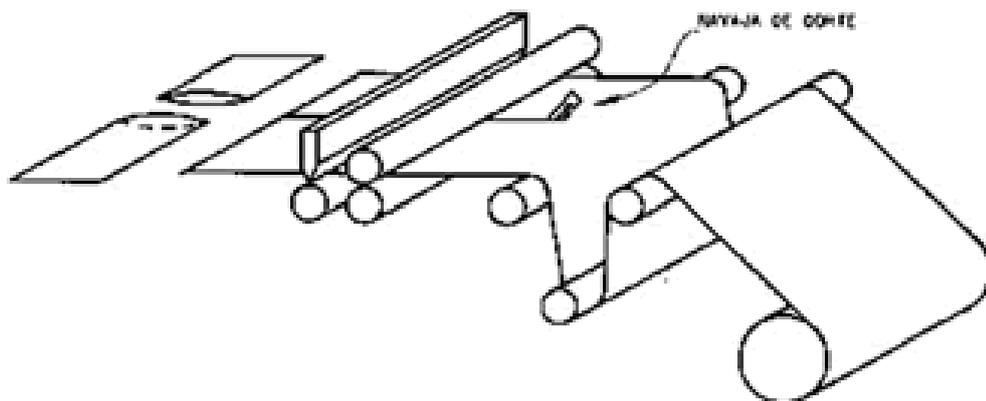
Las láminas de los plásticos son soldadas por calor y presión, las cuales se forman mediante una unión orgánica de termoplásticos de las mismas o diferentes clases de plásticos, debido a un agente externo ya sea fricción, vibración, disolvente, etc. A continuación se presentan los diferentes tipos de soldaduras de plástico.

##### a) Soldadura por fricción rotacional.

Para esta técnica de soldadura se requiere de dos partes una fija y la otra rotacional, dichas partes se presionan entre si el calor generado funde el polímero y al enfriarse se obtiene la soldadura deseada.

##### b) Sellado por calor.

Es un proceso en donde las láminas de plástico para ser unidas entre sí son sometidas a calor y presión, por lo general en este tipo de soldadura se emplea una barra caliente, la cual es aplicada a una línea específica de contacto en donde se sellan los termoplásticos se puede observar el proceso en la Figura 1. Este proceso es utilizado para fabricación de bolsas y el cierre hermético de dispositivos médicos esterilizados.

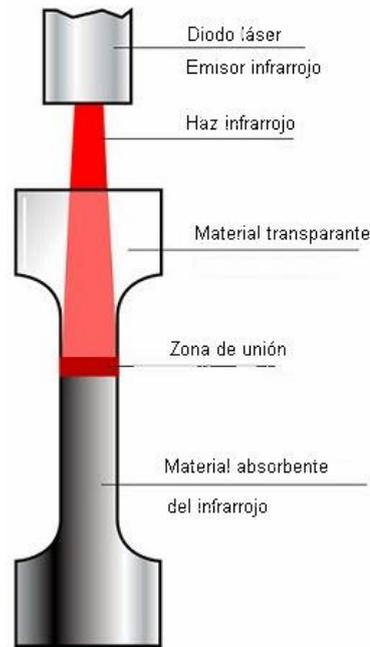


**Figura 1: Sellado por calor.**

**Fuente:** (Tecnologías, 2012)

### c) Soldadura por láser.

Las láminas son sometidas a un disparo de radiación continuo como indica la Figura 2, este se calienta y funde las películas plásticas y genera la soldadura que además es limpia e higiénica.

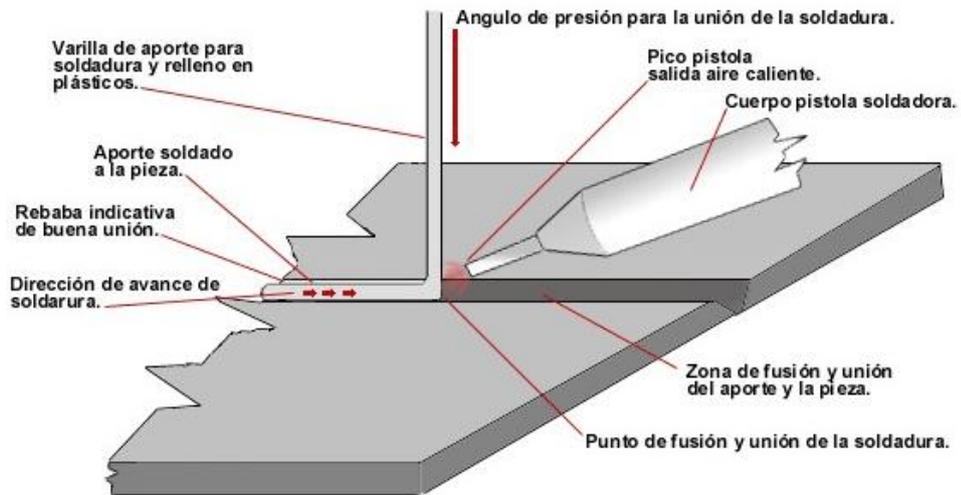


**Figura 2: Soldadura por láser.**

**Fuente:** (Tecnologías, 2012)

### d) Soldadura por aire caliente.

En esta técnica de soldadura se utiliza material de aporte, el proceso consiste en calentar y fundir el sustrato del termoplástico y la varilla de aporte con el uso de una corriente de aire ya sea de (oxígeno hidrógeno, nitrógeno) en la Figura 3 se puede apreciar el procedimiento. Para garantizar una correcta soldadura los factores a tomar en cuenta son: temperatura, presión, posición de la pistola y velocidad de soldadura.

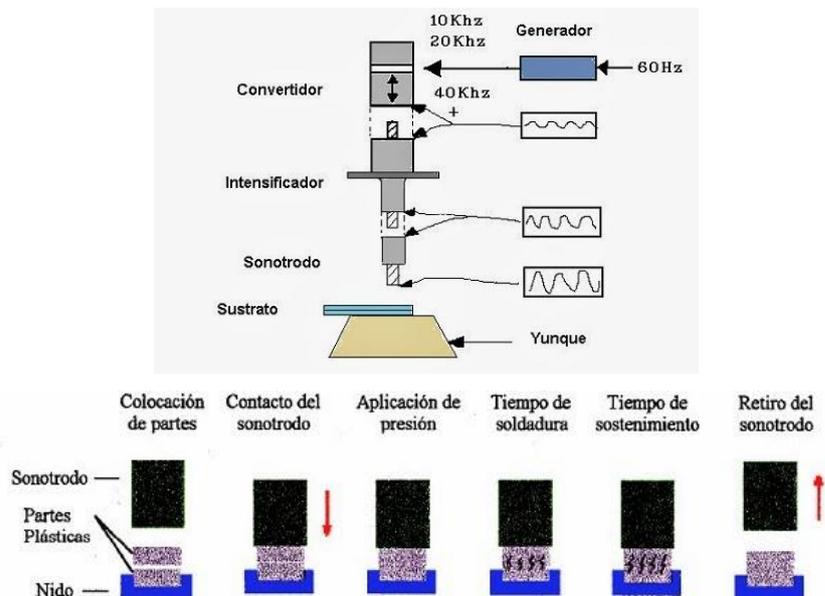


**Figura 3: Soldadura por aire caliente.**

**Fuente:** (Aporte plásticos, 2014)

#### e) Soldadura por ultrasonido.

La unión entre plásticos es conformada por la vibración de alta frecuencia, estas frecuencias generan el calor que junto a una presión entre una cuna inmóvil y el sonotrodo oscilante producen una soldadura de buena calidad en la Figura 4 se puede apreciar las diferentes etapas de unión de los plásticos. El rango de frecuencias ultrasónicas oscila entre los 20 a 40 KHz.

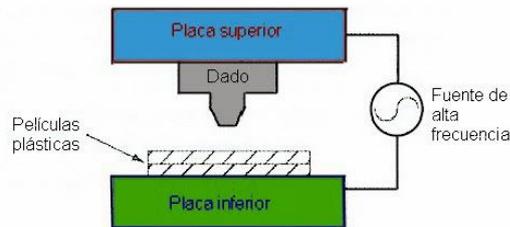


**Figura 4: Soldadura por ultrasonido.**

**Fuente:** (Tecnologías, 2012)

### f) Soldadura por alta frecuencia.

Los plásticos entre ellos el poliuretano, se ablandan y sueldan al ser sometidos a ondas electromagnéticas o sellado dieléctrico conjuntamente con una presión en las superficies a unirse en la Figura 5 se puede apreciar el funcionamiento de este sistema. Existen varias aplicaciones lonas plásticas, carpas, toldos, etc.

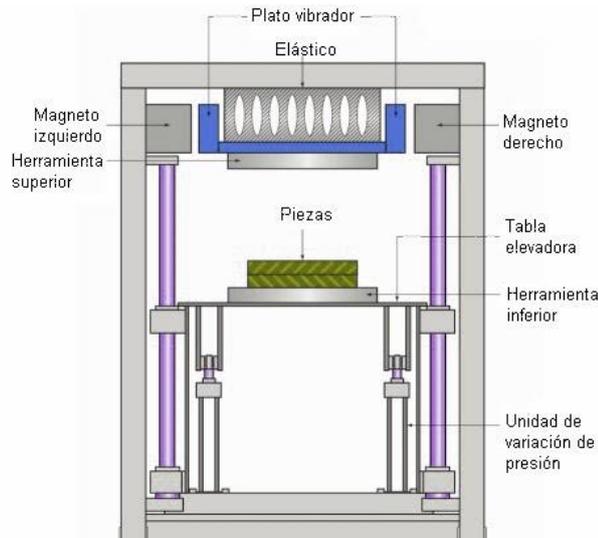


**Figura 5: Soldadura por alta frecuencia.**

**Fuente:** (Tecnologías, 2012)

### g) Soldadura por vibración.

Para fundir los polímeros, el calor se produce al frotar entre sí los termoplásticos bajo presión a una frecuencia y amplitud adecuada, al momento que se detiene o se para la vibración el polímero se solidifica creando de esta manera la soldadura en la Figura 6 se detalla el proceso.

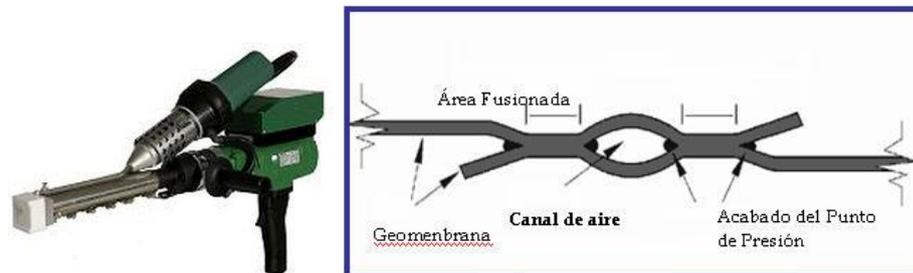


**Figura 6: Soldadura vibración.**

**Fuente:** (Tecnologías, 2012)

### h) Soldadura por extrusión.

El material para ser unido es plastificado y forzado a salir de en una extrusora, el termoplástico es suavizado con un chorro de aire caliente como se indica en la Figura 7.

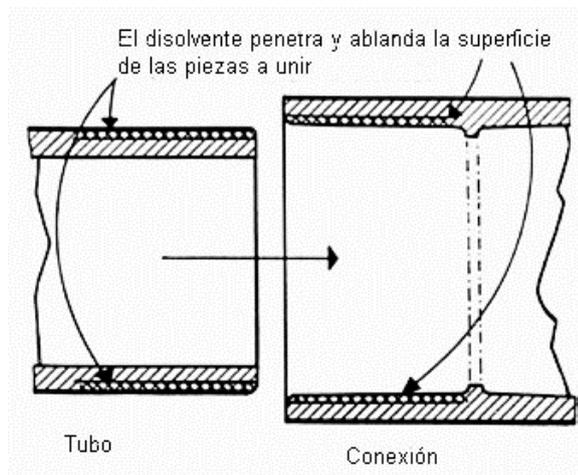


**Figura 7: Soldadura por extrusión.**

Fuente: (Geinsa, 2014)

### i) Soldadura por disolvente.

Es una técnica simple, como muestra la Figura 8, al aplicar el disolvente a una temperatura ambiente este se evapora formando una masa de polímero sólida a manera de cadenas entrelazadas que construyen la soldadura.

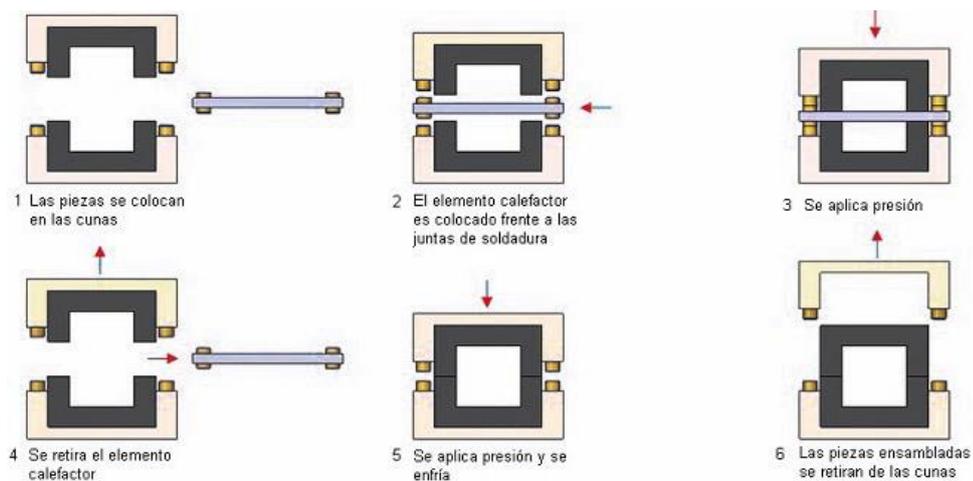


**Figura 8: Soldadura por disolvente.**

Fuente: (Tecnologías, 2012)

### j) Soldadura por placa caliente.

El proceso consiste en sujetar las superficies que se van a unir a una placa caliente sometidas a un tiempo de calentamiento (las temperaturas varían entre 180 y 230°C dependiendo del espesor y tipo de material), presión de soldado y un cierto tiempo de soldado su proceso se representa en la Figura 9, comúnmente esta técnica es empleada para fusionar piezas termoplásticas de geometría complicada. (Tecnologías, 2012)



**Figura 9: Soldadura por placa caliente.**

Fuente: (Tecnologías, 2012)

### 1.4.5 Técnicas de corte de los plásticos.

#### a) Corte térmico.

Este método usa alambres sometidos a una cierta temperatura para cortar láminas de plásticos, se caracteriza por que no existe viruta o residuos de la soldadura.

#### b) Corte por láser.

La energía del láser es controlada la cual vaporiza el material generando cortes precisos y con un margen de error mínimo, en esta soldadura los residuos de corte pueden ser fácilmente retirados mediante sistemas al vacío.

### c) Corte con fractura inducida.

Emplea una cuchilla de corte la misma que marca la superficie del plástico fracturando el polímero y dejándolo listo para cortar (Almeida Galarza Wilson, Chuqui Chicaiza Richar, 2008).

## 1.5 Características de los líquidos.

### 1.5.1 Hipoclorito de sodio.

Es un desinfectante de rápida acción que es utilizado para blanqueamiento, eliminación de olores, desinfección del agua, etc; su propiedades se encuentran en la Tabla 1.

**Tabla 1:**

#### Propiedades del hipoclorito de sodio.

PROPIEDADES	
Estado de agregación solido de apariencia blanco	
Densidad	1,11 g/cm <sup>3</sup>
Punto de Fusión	17,85 °C
Punto de Ebullición	100,85 °C
Masa Molar	74,44 g/mol

### a) Aplicaciones.

Desinfectante de piscinas, blanqueador de fibras textiles, desinfección de material quirúrgico, productos de limpieza y fungicida para la eliminación de bacterias (Ecured, 2014).

## 1.5.2 El Agua.

Las propiedades del agua varían de acuerdo a la temperatura a la que se encuentre como indica la Tabla 2.

**Tabla 2:**

### Propiedades del agua.

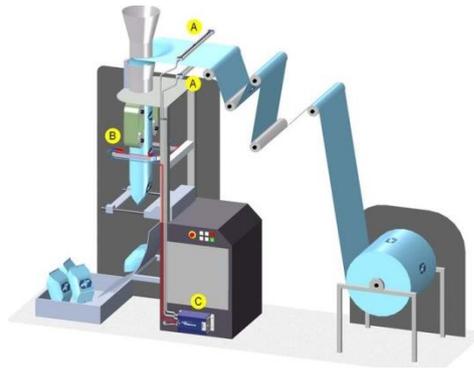
PROPIEDADES FÍSICAS DEL AGUA							
Temperatura (°C)	Peso específico (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de elasticidad (kN/m <sup>2</sup> )	Viscosidad dinámica (N·s/m <sup>2</sup> )	Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)	Tensión superficial (N/m)	Presión de vapor (kN/m <sup>2</sup> )
0	9,805	999,8	$1,98 \cdot 10^6$	$1,781 \cdot 10^{-3}$	$1,785 \cdot 10^{-6}$	0,0765	0,61
5	9,807	1000,0	$2,05 \cdot 10^6$	$1,518 \cdot 10^{-3}$	$1,519 \cdot 10^{-6}$	0,0749	0,87
10	9,804	999,7	$2,10 \cdot 10^6$	$1,307 \cdot 10^{-3}$	$1,306 \cdot 10^{-6}$	0,0742	1,23
15	9,798	999,1	$2,15 \cdot 10^6$	$1,139 \cdot 10^{-3}$	$1,139 \cdot 10^{-6}$	0,0735	1,70
20	9,789	998,2	$2,17 \cdot 10^6$	$1,102 \cdot 10^{-3}$	$1,003 \cdot 10^{-6}$	0,0728	2,34
25	9,777	997,0	$2,22 \cdot 10^6$	$0,890 \cdot 10^{-3}$	$0,893 \cdot 10^{-6}$	0,0720	3,17
30	9,764	995,7	$2,25 \cdot 10^6$	$0,708 \cdot 10^{-3}$	$0,800 \cdot 10^{-6}$	0,0712	4,24
40	9,730	992,2	$2,28 \cdot 10^6$	$0,653 \cdot 10^{-3}$	$0,658 \cdot 10^{-6}$	0,0696	7,38
50	9,689	988,0	$2,29 \cdot 10^6$	$0,547 \cdot 10^{-3}$	$0,553 \cdot 10^{-6}$	0,0679	12,33
60	9,642	983,2	$2,28 \cdot 10^6$	$0,466 \cdot 10^{-3}$	$0,474 \cdot 10^{-6}$	0,0662	19,92
70	9,589	977,8	$2,25 \cdot 10^6$	$0,404 \cdot 10^{-3}$	$0,413 \cdot 10^{-6}$	0,0644	31,16
80	9,530	971,8	$2,20 \cdot 10^6$	$0,354 \cdot 10^{-3}$	$0,364 \cdot 10^{-6}$	0,0626	47,34
90	9,466	965,3	$2,14 \cdot 10^6$	$0,315 \cdot 10^{-3}$	$0,326 \cdot 10^{-6}$	0,0608	70,10
100	9,399	958,4	$2,07 \cdot 10^6$	$0,282 \cdot 10^{-3}$	$0,294 \cdot 10^{-6}$	0,0589	101,33

**Fuente:** (Miliarium, 2014)

## 1.6 Proceso de enfundado de líquidos.

### 1.6.1 Condiciones iniciales.

El proceso de enfundado se lleva a cabo a partir de bobinas de polímero laminado ubicado en la parte posterior. El polímero laminado pasa por varios rodillos, esto es necesario para tener una trayectoria tensa evitando de esta manera dobleces y distorsiones. En la Figura 10 se puede apreciar la trayectoria que lleva el polímero laminado.



**Figura 10: Trayectoria de la lámina de polímero.**

**Fuente:** (Ttemsa, 2014)

### 1.6.2 Formación de la funda.

Un conformador diseñado de acuerdo al ancho de la lámina de polímero da forma a la funda dejando el traslape ideal entre los extremos que posteriormente se sellan verticalmente (Gallardo, 2015). Algunos de los conformadores existentes se muestran en la Figura 11.



**Figura 11: Conformadores de láminas de polímero.**

**Fuente:** (Carlini, 2014)

### 1.6.3 Sellado vertical.

El proceso de sellado de la lámina se realiza a partir de dos superficies planas donde que en una de ellas se encuentra una niquelina aislada térmicamente para evitar deformación de la lámina de polímero como se indica en la Figura 12.



**Figura 12: Selladora de fundas.**

**Fuente:** (Yclia, 2014)

#### **1.6.4 Arrastre.**

Para el arrastre de la funda se utilizan diferentes sistemas uno de ellos es por rodillos de goma y otro por mordazas las cuales halan la funda ya formado hasta la longitud necesaria para el dosificado (Gallardo, 2015).

#### **1.6.5 Dosificado.**

La dosificación se puede llevar a cabo mediante dos procesos diferentes: dosificación volumétrica y dosificación gravitacional.

La función básica de los sistemas de dosificación es lograr cantidades predeterminadas de cierto material en un periodo de tiempo. El resultado de dosificación depende de las características del producto, de las condiciones del entorno y del proceso de dosificación en relación con el órgano dosificador seleccionado.

##### **a) Dosificación Volumétrica.**

En la dosificación volumétrica, la expulsión del material se produce exclusivamente en función del volumen, y con ello, de las cantidades. Como los dosificadores que trabajan de manera volumétrica no miden la masa, sus órganos de dosificación se tendrán que calibrar en función del líquido; es

preciso determinar qué cantidad tiene que dosificar en un periodo de tiempo definido.

Los sistemas de dosificación volumétricos no pueden compensar automáticamente los cambios en las propiedades del material, como oscilaciones en la densidad aparente. Con el fin de compensar las posibles oscilaciones en el peso de vertido, a menudo los sistemas volumétricos se operan con una sobredosificación (Carvajal, 2013).

### **b) Dosificación Gravimétrica.**

En el principio de dosificación gravimétrico o en función del peso, una o varias células de pesaje integradas miden (pesan) el material que se desea dosificar. Por lo tanto la única unidad de medida es el peso.

La comparación teórica/real regula la dosificación, por lo que los sistemas gravimétricos pueden compensar automáticamente las posibles desviaciones de la densidad aparente. Otra ventaja es el registro en función del peso de las cantidades que se transportan (Carvajal, 2013).

### **1.6.6 Sellado y corte horizontal.**

El sellado horizontal se realiza de igual manera que el sellado vertical mientras que el corte es necesario la adición de una cuchilla logrando que los funda se pre-corten dejando lotes de diferente número de unidades (Gallardo, 2015).

### **1.7 Partes constitutivas del proceso de enfundado.**

Las máquinas enfundadoras actualmente tienen diferentes tipos de accionamientos ya sean mecánicos, electromecánicos y neumáticos que han mejorado el proceso de enfundado.

Una enfundadora de accionamiento mixto que integre todos los sistemas existentes facilitara el proceso.

### **1.7.1 Acero inoxidable.**

Los procesos de enfundado, empaquetado y cualquier otro donde se encuentre inmerso productos de consumo deben acatarse a las normas que imponen para dicho proceso como es el caso de la asepsia.

Para cumplir con las normas de enfundado existen materiales que ayudan a evitar en contacto con superficies altamente contaminantes como es el caso de los aceros inoxidables, su aleación debe contener como mínimo el 10% de cromo y de ahí se clasifican en austeníticos, férricos y los martensíticos.

Los aceros inoxidables austeníticos son aleaciones no magnéticas que a la mayoría se le puede hacer temple y se emplean en equipos de procesamiento de alimentos estos son de la serie 200 y 300 de la designación AISI.

Los aceros inoxidables ferríticos son aleaciones magnéticas resistentes a altas temperaturas (700 °C a 1040 °C), el tratamiento que se le puede dar trabajando al frío y mejorando sus propiedades mecánicas, ideal para tuberías de intercambiadores de calor, son parte de la designación AISI 400 como son los 405, 409, 430, 446.

Los aceros inoxidables martensíticos son aleaciones magnéticas y permiten todo tipo de tratamiento térmico es utilizado en la industria espacial y marítima, dentro de la designación AISI son los de la serie 400 los tipos 403, 410, 414, 416, 420, 431 y 440 (Mott R. L., 2006).

### 1.7.2 Sistemas de transmisión.

Los sistemas de transmisión han sido utilizados durante años donde gracias a los diferentes tipos de sistemas existentes, que se presentan en la Tabla 3, se han logrado mejorar los mecanismos para una calidad de vida de las personas menos forzosa.

**Tabla 3:**

#### Transmisión de movimientos.

Movimiento de entrada	Movimiento de salida	Posible solución
Giratorio	Giratorio	Ruedas de fricción Polea – Correa Cadena – Piñón Engranaje – Tornillo sinfín
	Oscilante	Excéntrica – Biela – Palanca Leva – Palanca
	Lineal Alternativa	Excéntrica – Biela – Palanca Leva Palanca
	Lineal continuo	Excéntrica – Biela – Embolo Leva – Embolo
	Giratorio	Rodillo – Cinta Cremallera- Piñón Tornillo – Tuerca
Oscilante	Giratorio	Palanca – Biela - Manivela
Lineal continuo	Giro Continuo	Cremallera – Piñón Cadena – Piñón Aparejo de poleas Rueda
		Biela – Manivela (Excéntrica - Biela) Cigüeñal –Biela
		Palancas
Lineal alternativa	Lineal alternativa	
	Oscilante	

**Fuente:** (Cejarsu, 2006)

#### a) Las levas.

Las levas son mecanismos de transmisión de movimiento ya será oscilante o lineal alternativa. Este movimiento se genera a partir de un eje donde gira la

leva y del perfil del diseñado para la aplicación necesaria. Existen varias configuraciones de levas y de sus seguidores que se definen por su aplicación.

Para el diseño de la leva hay que considerar los tiempos y los desplazamientos que se originaran, la superficie de esta debe tener una dureza mayor a la del núcleo para evitar el temprano desgaste por rozamiento y el núcleo debe soportar los esfuerzos de contacto (Mott R. L., 2006).

### **b) Los engranajes.**

Los engranes son encargados de transmitir el movimiento de un eje, debido a las configuraciones de engranes estos pueden aumentar o disminuir velocidad, aumentar o disminuir torque, transmitir movimiento a ejes ya sean paralelos o perpendiculares, el movimiento se produce por el contacto de los dientes que tienen estos ejes ya sean rectos helicoidales, dependiendo de la configuración y la velocidad de movimiento.

Varios engranes inmersos para lograr el movimiento ideal se conoce como trenes de engranes, ayudan a definir de mejor manera el movimiento y obtener varias velocidades y torque al eje de salida (Mott R. L., 2006).

### **c) Correas de transmisión.**

Las correas de transmisión (bandas) se emplean para transmitir movimiento mediante poleas habiendo uno lado conductor y conducido que guardan la misma dirección de giro, existen dos tipos de bandas, las bandas reguladoras de tiempo o sincrónicas y las bandas que trabajan a fricción con la poleas.

Las bandas de fricción necesitan de mayor cuidado, mantenimiento ya que necesitan una tensión ideal para su correcto funcionamiento y debe ser regulada periódicamente.

Las bandas sincrónicas combinan las ventajas de las bandas planas y el sistema de transmisión de las ruedas dentadas y engranes, la ventaja es la facilidad de intercambio (Hamrock, Jacobson, & Steven, 2000).

### **1.7.3 Los resortes.**

El resorte es considerado un elemento de máquina que almacena energía que ante una carga se deforma de forma considerable y tienen como funciones: Absorción de energía o cargas de choque: suspensión de vehículos, elementos motores o fuentes de energía: relojes y juguetes de cuerda, para ejercer fuerza o mantener posición: levas y seguidores, troqueladoras, lapiceros, para absorber vibraciones, para convertir deformación en fuerza: elementos de medición (Livardo, 2011).

## **1.8 Técnicas de control.**

### **1.8.1 Elementos de control para la automatización.**

Los elementos comúnmente utilizados para la automatización de procesos dentro de la industria son los siguientes.

#### **a) Actuadores.**

Son dispositivos capaces de transformar energía hidráulica, neumática o eléctrica en la activación de un proceso con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automatizado, estos pueden ser:

#### **b) Actuadores neumáticos.**

Utilizan el aire comprimido como fuente de energía y son muy indicados en el control de movimientos rápidos, pero de precisión limitada.

**c) Actuadores eléctricos.**

Son capaces de convertir la energía eléctrica en mecánica de forma útil, controlando parámetros como velocidad, posición; por ejemplo electroválvulas, motores, resistencias, etc (Gonzales, 2003).

**d) Pre-accionadores.**

Son parte de mando o de control que se encarga de conmutar la conexión eléctrica, hidráulica o neumática entre los cables o conductores del circuito de potencia ya sean estos: contactores, switches, variadores de velocidad, distribuidores neumáticos, etc. (Programables, 2001)

**1.8.2 Dispositivos de control.****a) Controlador lógico programable.**

Es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial ver la Figura 13, procesos secuenciales, trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno actuando sobre los accionadores de la instalación.

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control, señalización, por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industriales de cualquier tipo a transformaciones industriales, control de instalaciones; algunas de sus aplicaciones son las siguientes, maniobra de máquinas, maquinaria industrial de plástico, máquinas transfer, maquinaria de embalajes. (Parra, 2007)



**Figura 13: Controlador lógico programable**

**Fuente:** (Parra, 2007)

### **1.8.3 Sensores.**

#### **a) Termocupla.**

Son sensores de temperatura usados especialmente en las industrias y tienen un alto rango de medición. Estas constituidas por dos tipos de alambres basadas en tres principios físicos Thomson, Peltier y Seebeck los cuales hacen referencia a una respuesta en milivoltios ante una variación de temperatura, esto se debe a la constitución de la juntura utilizada para ello existen diferentes tipos de termocuplas.

Las termocuplas tipo J se usan principalmente en la industria del plástico, goma (extrusión e inyección) y fundición de metales a bajas temperaturas (Zamac, Aluminio). La termocupla K se usa típicamente en fundición y hornos a temperaturas menores de 1300 °C, por ejemplo fundición de cobre y hornos de tratamientos térmicos. Las termocuplas R, S, B se usan casi exclusivamente en la industria siderúrgica (fundición de acero), se detalla en la Tabla 4. Finalmente las tipo T eran usadas hace algún tiempo en la industria de alimentos, pero han sido desplazadas en esta aplicación por los Pt100 (Arian Control and Instrumentation, 2010).

Tabla 4:

## Tipos de termocuplas.

Tipo	Cable + Aleación	Cable - Aleación	°C	Rango (Min, Max) mV
J	Hierro	Cobre/nickel	(-108,750)	42.2
K	Nickel/cromo	Nickel/aluminio	(-108,1372)	54.8
T	Cobre	Cobre/nickel	(-250,400)	20.8
R	87% Platino 13% Rhodio	Platino	(0,1767)	21.9
S	90% Platino 10% Rhodio	Platino	(0,1767)	18.68
B	70% Platino 30% Rhodio	94% Platino 6% Rhodio	(0,1820)	13.814

Fuente: (Arian Control and Instrumentation, 2010)

## b) Sensores Inductivos.

Son sensores diseñados para la detección de metales, están constituidos por una bobina electromagnética que produce un campo magnético que disminuye la amplitud del campo ante la presencia de un objeto metálico con espesor mínimo de 1mm, la distancia de detección varía dependiendo del tipo de sensor dando una señal on-off o una señal analógica dependiendo de la configuración a utilizar (Canto, 2006), en la Figura 14 Se muestra algunos de los modelos de los sensores inductivos.



Figura 14: Sensores Inductivos

Fuente: (Canto, 2006)

**c) Sensores de fibra óptica.**

Posee con un amplificador de fibra óptica ideal para el uso con fibras plásticas, contiene un emisor y un receptor que emiten la luz y detectan la presencia de una marca donde se configura al módulo para la aplicación que se necesita, en la Figura 15 se puede observar algunos modelos. La señal de salida que permite el control es (Bitmakers, 2012).



**Figura 15: Sensores de fibra óptica.**

**Fuente:** (Bitmakers, 2012)

## CAPÍTULO II

### 2. DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN

#### 2.1 Introducción.

Una vez estudiado las partes que constituirán la maquina se requiere establecer los diferentes mecanismos mediante el diseño y selección de materiales óptimos para desempeñar el trabajo al que va estar expuesto basado en la funcionalidad y los diferentes parámetros que proporcionan datos útiles para su construcción y puesta en marcha.

#### 2.2 Parámetros de diseño.

La máquina debe ajustarse a los requerimientos del cliente, el cual especifica algunos parámetros de donde partir para el diseño de la enfundadora automática de doble conducto para líquidos con lámina de polipropileno.

El largo de la funda debe alcanzar al menos los 200 mm para tener una capacidad de almacenamiento de 600 ml, de acuerdo a las eficiencias tolerables en el contenido real de los paquetes indicadas en la norma NTE INEN 0482:80.

El sistema de sellado garantiza un empaque hermético con diferentes polímeros.

La enfundadora automática de doble conducto para líquidos con lámina de polipropileno debe superar la producción de las máquinas de un conducto que tienen una parada actual de 2700 fundas/hora o 45 fundas/minuto.

La presión de trabajo de una maquina enfundadora netamente neumática es de 90 - 100 psi con diámetro del embolo de los cilindros de las prensas superior e inferior de 40mm y 80mm respectivamente (Gallardo, 2015).

Los elementos mecánicos que están en contacto con los alimentos deben acogerse al reglamento técnico ecuatoriano RTE INEN 131 “SEGURIDAD E HIGIENE DE MAQUINARIA PARA PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS” donde especifica el material de fabricación que debe cumplir lo contemplado en la norma UNE-EN 1672-2, donde exige el uso de materiales anticorrosivos como el aluminio y el acero inoxidable.

### 2.3 Diseño mecánico.

De acuerdo con el reglamento técnico ecuatoriano se utiliza como materiales de diseño el acero inoxidable AISI 304 y el aluminio 1060 para las partes en contacto con los alimentos y el acero de transmisión 1018 para las partes que implican, estos materiales se encuentra disponible en el mercado nacional, con las características mecánicas que indican la Tabla 5 obtenida de los diferentes catálogos de los principales distribuidores de materiales como es IVAN BOHMAN, DIPAC y BOHLER.

**Tabla 5:**

#### **Características mecánicas de materiales.**

<b>Material</b>	<b>Presentación</b>	<b>Resistencia tensión</b>		<b>Resistencia fluencia</b>		<b>elongación</b>
AISI 304	Plancha	84Ksi	580Mpa	42Ksi	290Mpa	55%
AISI 304	Barra	85Ksi	586Mpa	35Ksi	241Mpa	60%
1060	Aluminio	14Ksi	97Mpa	11Ksi	76 Mpa	12%
AISI 1018		69Ksi	475Mpa	40Ksi	276 Mpa	62%

Las instrucciones para determinar el esfuerzo de diseño de los diferentes mecanismos se obtuvo del apéndice A-21 (Mott R. , 2009).

Los tamaños preferidos que se muestran en el apéndice de la Tabla A-17 (Budynas & Keith, 2008), serán la referencia para determinar las dimensiones finales de los elementos mecánicos.

El diseño del resorte se basa en los parámetros expuestos en las diferentes Tablas del capítulo 10 (Budynas & Keith, 2008).

#### a) Sellado.

A partir de la teoría se decide utilizar la técnica de sellado por alta frecuencia la cual consta de una pared y una prensa donde se encuentra una niquelina eléctrica que se calienta y suelda herméticamente las láminas de polipropileno.

#### b) Diseño las prensas de sellado.

Partiendo del dato importante, la presión de trabajo de la enfundadora netamente neumática con un valor de presión promedio de 95 psi, la ecuación de presión viene dada por:

$$P = F/A \quad \text{Ec. 2.1}$$

Se despeja la Ec. 2.1 y se calcula la fuerza obteniendo la Tabla 6:

**Tabla 6:**

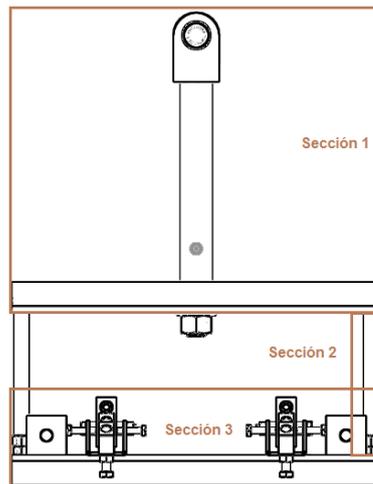
#### Fuerza necesaria para el sellado y corte.

	Embolo de 40mm Sellado vertical	Embolo 80mm Sellado y corte horizontal
Fuerza	620N	3292 N

A partir de las fuerzas de trabajo se inicia con el diseño de los diferentes partes de los mecanismos de sellado arrastre y corte.

### 2.3.1 Prensa de sellado vertical.

La prensa de sellado vertical es un conjunto de tres secciones como se muestra en la Figura 16. El análisis de fuerzas y momentos se lo realiza con el software MDSolids.



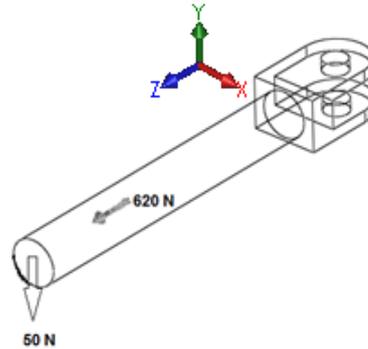
**Figura 16: Prensa de sellado vertical**

#### **Sección 1**

La sección 1 está compuesta de dos partes, el vástago donde se aplica la fuerza  $F_1 = 620$  y la placa de soporte.

##### **a) Vástago.**

El vástago está sujeto a esfuerzos normales combinados ver Figura 17, para el análisis se utiliza el proceso de superposición de los esfuerzos de acuerdo a la Ec. 2.2, consiste en la suma algebraica de los esfuerzos normales (Mott R. , 2009).



**Figura 17: Fuerzas que actúan en el vástago.**

El esfuerzo combinado es producido por la fuerza de tracción de  $620\text{ N}$  y la fuerza de flexión de  $50\text{ N}$  que actúa a una distancia  $d = 407\text{ mm}$ .

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Debe cumplir con la condición, esfuerzo de Von Mises menor al de diseño.

$$\sigma' < \sigma d$$

Para los cálculos se define un esfuerzo de diseño según la Ec. 2.3 con cargas que actúan 45 veces por minuto por tanto es repetida y se utiliza la resistencia a la fluencia con un factor de seguridad de  $N=8$  de acuerdo a las instrucciones para determinar el esfuerzo de diseño del apéndice A-21 (Mott R. , 2009), como es un elemento de maquinaria uno de los materiales para este tipo es acero de transmisión 1018 CR.

$$Su = 276\text{ Mpa} \text{ y } N = 8$$

$$\sigma d = Su/N \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$\sigma d = 276/8$$

$$\sigma d = 34.5\text{ Mpa}$$

El esfuerzo de diseño es  $34.5\text{ Mpa}$  y se aplica la Ec. 2.2

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{620 * 4}{\pi * D^2} + \frac{50 * 407 * 32}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{2480}{\pi * D^2} + \frac{651200}{\pi * D^3}$$

Se asigna a D un valor de 32 mm de acuerdo a los tamaños preferidos que se muestran en el apéndice en la Tabla A-17 (Budynas & Keith, 2008), dando un valor de esfuerzo combinado de:

$$\sigma_{comb} = 7.096 \text{ Mpa}$$

La teoría de la energía de distorsión será la base del diseño según la Ec. 2.4.

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_z\sigma_x + \sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$\sigma_x = 0 \text{ y } \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma' = \sigma_z = \sigma_{comb}$$

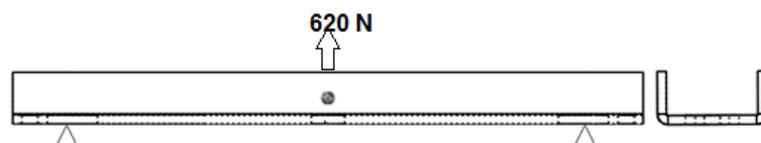
El diseño cumple con la condición por tanto es aceptable.

$$\sigma' < \sigma_d$$

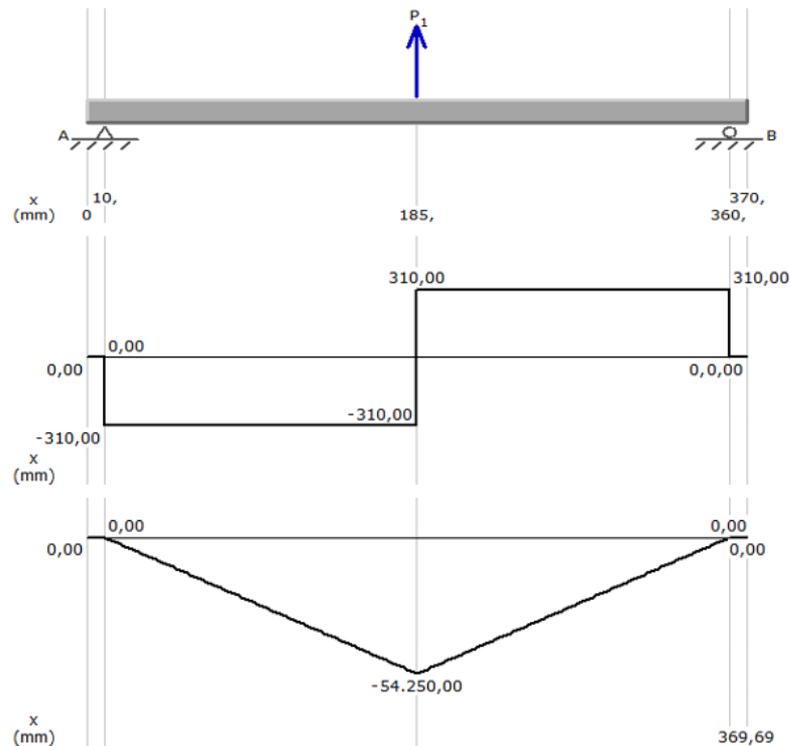
#### b) Placa de Soporte.

En esta sección ya inicia las partes que están en contacto directo con los alimentos por tanto como material se utiliza el acero inoxidable AISI 304 y el aluminio.

La placa de soporte tiene dos apoyos y una fuerza que actúa en medio de estos a una distancia  $d = 185$  como muestra la Figura 18.



**Figura 18: Fuerzas que actúan en la placa de soporte.**



**Figura 19: Diagrama de fuerzas y momentos.**

La Figura 19 muestra los valores de fuerza cortante 310 N y momento de 54250 N – mm; además las reacciones  $RA = RB = 310 N$  que se emplean para la sección 2.

Al ser parte de la prensa de sellado vertical se utiliza las mismas condiciones de análisis recomendadas en el elemento anterior. AISI 304 con  $Su = 241 Mpa$  y  $N = 8$ .

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 241/8$$

$$\sigma_d = 30.125 Mpa$$

El esfuerzo máximo que produce el elemento mecánico se calcula con la Ec. 2.5.

$$\sigma_{max} = M/S$$

**Ec. 2.5**

Como  $M = 54250 N - mm$

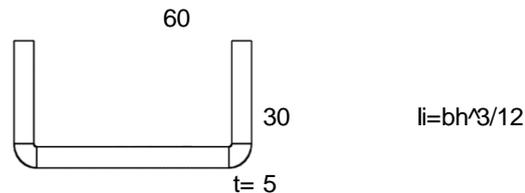
La Ec. 2.6 define el módulo de sección:

$$S = I/c$$

**Ec. 2.6**

*I momento de inercia y c centroide*

Para encontrar los datos se utilizo Microsoft Excel para ayudar con los cálculos del módulo de sección de un perfil en C plegado.



Partes	$A_i$	$Y_i$	$A_i Y_i$	$I_i$	$d_i$	$d_i^2$	$A_i \cdot d_i^2$	$I_i + A_i \cdot d_i^2$
1	125	18	2188	6510	8,182	66,942	8367,8	14878,19
2	125	18	2188	6510	8,182	66,942	8367,8	14878,19
3	300	2,5	750	625	6,818	46,488	13946	14571,28
<b>At=</b>	<b>550</b>							<b>I= 44327,65</b>

$$\bar{Y} = \frac{\sum(A_i Y_i)}{A_t}$$

$$\bar{Y} = 9,318$$

$$S = I/c$$

$$S = 4757,114$$

Con  $S = 4757,114 \text{ mm}^3$ , módulo de sección.

La Ec. 2.5 de esfuerzo máximo a flexión se define como:

$$\sigma_{max} = M/S$$

$$\sigma_{max} = 54250/4757.114$$

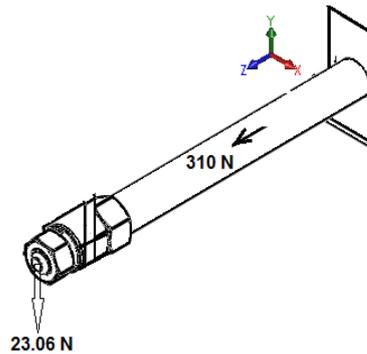
$$\sigma_{max} = 11.40 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

## Sección 2

El separador está sujeto a esfuerzos normales combinados que actúan como indica la Figura 20.



**Figura 20: Fuerzas que actúan en el separador.**

El esfuerzo combinado es producido por la fuerza de tracción de  $310\text{ N}$  y la fuerza de flexión de  $23.06\text{ N}$  que actúa a una distancia  $d = 145\text{ mm}$  y se calcula con la Ec. 2.2.

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

Debe cumplir con la condición, esfuerzo de Von Mises menor al de diseño.

$$\sigma' < \sigma d$$

Al ser parte de la prensa de sellado vertical se utiliza las mismas condiciones de análisis recomendadas en el elemento anterior. AISI 304 con  $S_u = 241\text{ Mpa}$  y  $N = 8$ .

$$\sigma d = S_u / N$$

$$\sigma d = 241 / 8$$

$$\sigma d = 30.125\text{ Mpa}$$

Aplicamos la Ec. 2.3 y el esfuerzo de diseño es  $30.125\text{ Mpa}$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{comb} &= \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S} \\ \sigma_{comb} &= \frac{310 * 4}{\pi * D^2} + \frac{23.06 * 145 * 32}{\pi * D^3} \\ \sigma_{comb} &= \frac{1240}{\pi * D^2} + \frac{106998.4}{\pi * D^3} \end{aligned}$$

Se asigna a D un valor de 15mm a la Ec. 2.2 y se obtiene un valor de esfuerzo combinado de:

$$\sigma_{comb} = 11.84 \text{ Mpa}$$

La teoría de la energía de distorsión será la base del diseño y se calcula con la Ec. 2.4.

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_z\sigma_x + \sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_x = 0 \text{ y } \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma' = \sigma_z = \sigma_{comb}$$

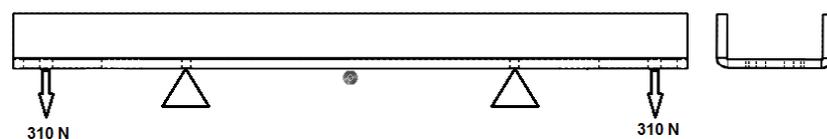
El diseño cumple con la condición por tanto es aceptable.

$$\sigma' < \sigma_d$$

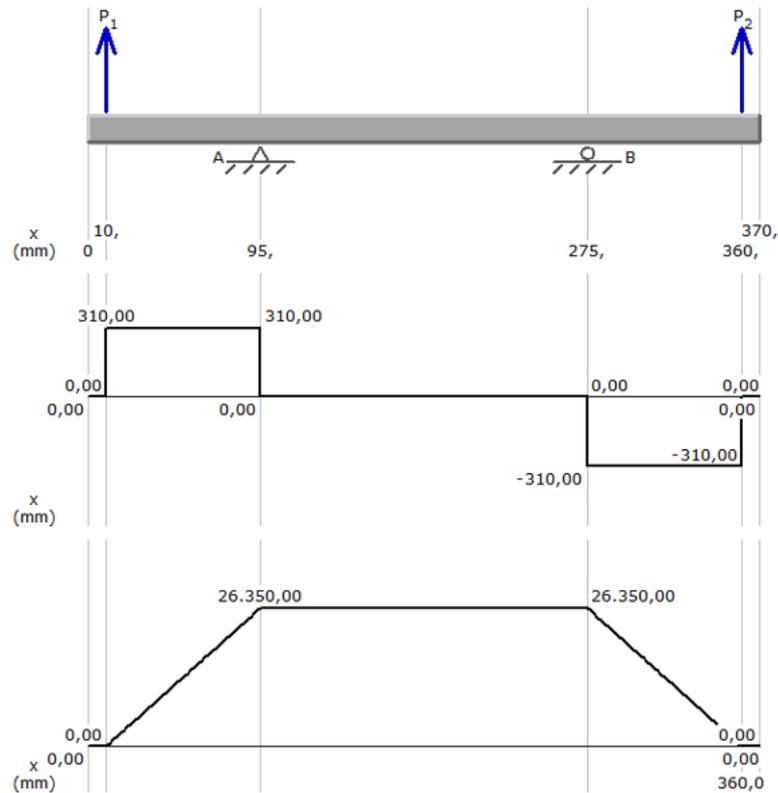
### Sección 3

#### c) Placa de soporte del enfriador.

La placa de soporte del enfriador de 370 mm longitud, tiene dos apoyos que equidistan 90 mm del punto medio y dos fuerzas que actúan a 10 mm de los extremos como muestra la Figura 21.



**Figura 21: La placa de soporte del enfriador.**



**Figura 22: Diagrama de fuerzas y momentos.**

Las reacciones producidas es igual a las cargas que actúan  $RA = RB = 310\text{ N}$  como indica la Figura 22, siendo este valor la fuerza cortante máxima; adicionalmente el momento es de  $26350\text{ N} - \text{mm}$ . Al ser parte de la prensa de sellado vertical se tiene  $Su = 241\text{ Mpa}$  y  $N = 8$ . Se aplica la Ec. 2.3 y se obtiene el esfuerzo de diseño.

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 241/8$$

$$\sigma_d = 30.125\text{ Mpa}$$

El esfuerzo máximo que actúa el elemento mecánico se calcula con la Ec. 2.5.

$$\sigma_{max} = M/S$$

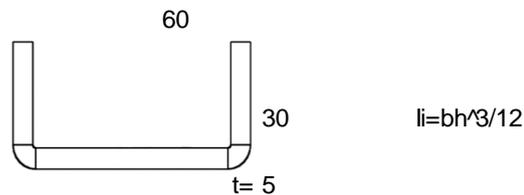
Como  $M = 26350\text{ N} - \text{mm}$

La Ec. 2.6 sirve para encontrar el módulo de sección es:

$$S = I/c$$

*I momento de inercia  
c centroide*

Para encontrar los datos se utilizo Microsoft Excel para ayudar con los cálculos.



Partes	A <sub>i</sub>	Y <sub>i</sub>	A <sub>i</sub> Y <sub>i</sub>	I <sub>i</sub>	d <sub>i</sub>	d <sub>i</sub> <sup>2</sup>	A <sub>i</sub> *d <sub>i</sub> <sup>2</sup>	I <sub>i</sub> +A <sub>i</sub> *d <sub>i</sub> <sup>2</sup>
1	125	18	2188	6510	8,182	66,942	8367,8	14878,19
2	125	18	2188	6510	8,182	66,942	8367,8	14878,19
3	300	2,5	750	625	6,818	46,488	13946	14571,28
At=		<b>550</b>						I= <b>44327,65</b>

$$\bar{Y} = \frac{\sum(A_i Y_i)}{A_t}$$

$$\bar{Y} = \mathbf{9,318}$$

$$S = I/c$$

$$S = \mathbf{4757,114}$$

Con  $S = 4757.114 \text{ mm}^3$

A partir de la Ec. 2.5:

$$\sigma_{max} = M/S$$

$$\sigma_{max} = 26350/4757.114$$

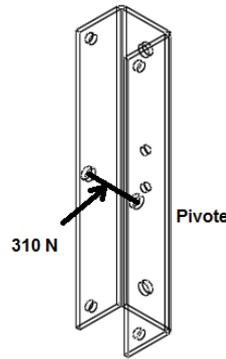
$$\sigma_{max} = 5.539 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

**d) Soporte regulador del enfriador.**

El enfriador necesita de un soporte que pueda ser regulado, por tanto se utiliza un pivot como soporte como se indica en la Figura 23.



**Figura 23: Soporte regulador del enfriador.**

El esfuerzo cortante permisible queda expresado como indica la Ec.2.7:

$$\tau_d = \frac{Sy}{2N} \quad \text{Ec. 2.7}$$

$$\tau_d = \frac{241}{8}$$

$$\tau_d = 30.125 \text{ Mpa}$$

El elemento de pivot (pasador) está sujeto a cortante doble y se utiliza la Ec. 2.8, con  $V = 155N$ .

$$\tau_{max} = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$\tau_{max} = \frac{155 * 4}{\pi D^2}$$

Con  $D = 8$

$$\tau_{max} = \frac{620}{\pi * (8^2)}$$

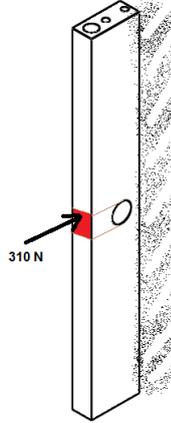
$$\tau_{max} = \frac{620}{\pi * (8^2)}$$

$$\tau_{max} = 3.08 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

**e) Enfriador.**

El enfriador es de aluminio debido a las propiedades térmicas, la fuerza que actúa sobre el enfriador es  $F = 310N$  como indica la Figura 24.



**Figura 24: Enfriador.**

El esfuerzo de diseño para el aluminio 1060 y aplicamos la Ec. 2.3, al ser parte de la prensa de sellado vertical queda con  $Su = 76 \text{ Mpa}$  y  $N = 8$ .

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 76/8$$

$$\sigma_d = 9.5 \text{ Mpa}$$

La fuerza de  $310 \text{ N}$  genera al enfriador una concentración de esfuerzo de compresión y se aplica la Ec .2.1 en la parte roja como muestra en la Figura 24.

$$\sigma_{max} = \pm \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{max} = \frac{310}{20 * 10}$$

$$\sigma_{max} = 1.55 \text{ Mpa}$$

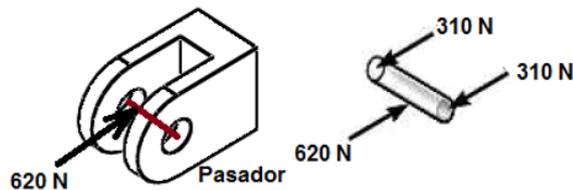
Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

**f) Mecanismo de accionamiento de la prensa de sellado vertical.**

La prensa de sellado vertical se acciona por una excéntrica - seguidor de rodillo, que consta de un perfil de leva y un muelle que ayuda a mantenerse siempre unido el seguidor al perfil.

La excéntrica ejerce una fuerza de  $620\text{ N}$ . El pasador para el rodamiento del rodillo se sujeta como muestra la Figura 25 a cortante doble con  $V = 310\text{ N}$



**Figura 25: Soporte de rodamiento.**

El cálculo de esfuerzo cortante de diseño se realiza con la Ec. 2.7 y el esfuerzo de compresión de diseño se realiza con la Ec. 2.9, para el acero de transmisión 1018 CR. Al ser parte de la prensa de sellado se utiliza las mismas condiciones  $S_u = 276\text{ Mpa}$  y  $N = 8$

Esfuerzo cortante de diseño.

$$\tau_d = \frac{S_u}{8}$$

$$\tau_d = \frac{276}{8}$$

$$\tau_d = 34.5\text{ Mpa}$$

El área de corte es  $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$

$$\tau_{max} = \frac{V}{2A_c}$$

**Ec. 2.9**

$$\tau_{max} = \frac{620 * 4}{2\pi D^2}$$

Si  $D = 17\text{ mm}$ ;

$$\tau_{max} = 1.36\text{ Mpa}$$

Esfuerzo de compresión de diseño se calcula con la Ec. 2.3.

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 276/8$$

$$\sigma_d = 34.5 \text{ Mpa}$$

El área de compresión es  $A_s = D * t$  y se utiliza la Ec. 2.10 para encontrar el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \pm \frac{F}{2A_s} \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$\sigma_{max} = \frac{610}{2 * D * t}$$

Como  $D = 17$  y se asigna a  $t = 8$ ;

$$\sigma_{max} = 2.24 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

#### **g) Excéntrica Vertical.**

La excéntrica de sellado vertical tiene como radio básico de 74 mm, un periodo de 1.33 segundos a una velocidad de 45 rpm. El proceso de sellado necesita de 0.31 segundos el resto del periodo se puede usar para el accionamiento de esta donde libera gradualmente la fuerza de prensado alcanzando un elevamiento de 25.5 mm en 0.35 segundos, permaneciendo constante en 25.5 mm de elevación durante 0.31 segundos y vuelve a ejercer la fuerza en 0.35 segundos terminando el ciclo de sellado.

Para el diseño de la excéntrica se utiliza software de ayuda como es el Autodesk Inventor que genera los siguientes datos de interés Tabla 7 y el perfil final de la leva Figura 26.

Tabla 7:

## Valores de interés de la excéntrica vertical.

PARAMETROS	NOMENCLATURA	VALOR
Elevación máx.	hmáx	25,500 mm
Elevación mín.	hmín	0,000 mm
Velocidad máx.	vmáx	0,114 mps
Velocidad mín.	vmín	-0,114 mps
Angulo de presión máx.	ymáx	11,66 gr
Angulo de presión mín.	ymín	-11,66 gr
Aceleración máx.	amáx	1,016 m/s <sup>2</sup>
Aceleración mín.	amín	-1,016 m/s <sup>2</sup>
Impulso máx.	jmáx	9,076 m/s <sup>3</sup>
Impulso mín.	jmín	-9,076 m/s <sup>3</sup>
Fuerza de seguidor máx.	Fmáx	907,564 N
Fuerza de seguidor mín.	Fmín	620,000 N
Fuerza normal máx.	Fnmáx	907,564 N
Fuerza normal mín.	Fnmín	620,000 N
Par de torsión máx.	Tmáx	14,040 N m
Radio de curvatura mín. (+)	Rcmín	-155,148 mm
Radio de curvatura mín. (-)	Rcmin2	-65,613 mm
Presión específica máx.	pmáx	302,652 Mpa

El par de torsión máxima que produce la leva es de  $T_{max} = 14,040 \text{ Nm}$  a partir del  $T_{max}$  se obtiene la potencia que requiere la leva.

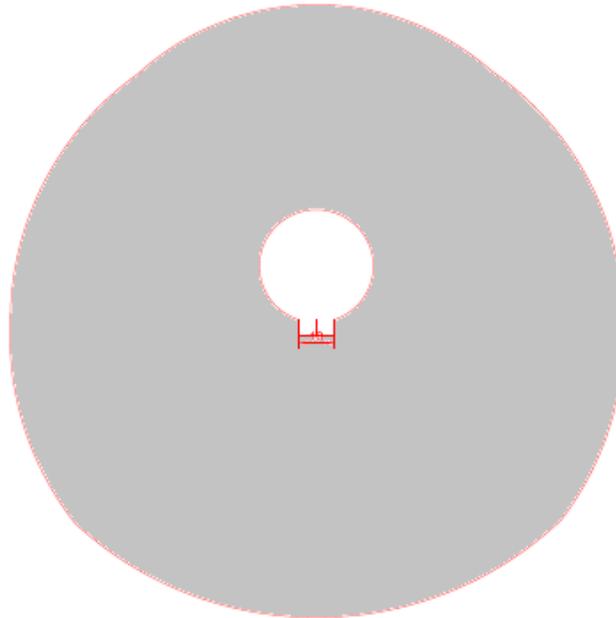
$$P = T * n$$

Ec. 2.11

$$P = 14.040 * 45 * \frac{2\pi}{60}$$

$$P = 66.16 \text{ W} \left( \frac{1\text{HP}}{745\text{W}} \right)$$

$$P = 0.088 \text{ HP}$$



**Figura 26: Perfil de excéntrica vertical.**

#### **h) Resorte helicoidal de compresión vertical.**

El resorte de compresión sirve para mantener al rodillo junto al perfil de la leva por tanto debe ejercer una fuerza de 620 N a una distancia de 55 mm, la altura solida debe ser mayor a 50 mm y una longitud libre de 125mm, los extremos serán a escuadra y estará en un eje de 32 mm con una holgura diametral de 2 mm.

Para iniciar el diseño del resorte se considera un material y el diámetro para el elemento, se utiliza los parámetros de diseño expuestos en las diferentes Tablas del capítulo 10 (Budynas & Keith, 2008).

El diámetro del alambre:

$$dw = 5mm$$

Las especificaciones del material se definen en la Tabla 8.

Tabla 8:

## Especificaciones del A313.

	m	A	E(Gpa)	G(Gpa)
A313	0.146	1867	193	69

Fuente: (Budynas & Keith, 2008)

Linealidad robusta viene dada por  $\varepsilon = 0.15$

La constante del resorte es calculada con la Ec. 2.12:

$$k = \frac{F}{y} \quad \text{Ec. 2.12}$$

$$k = \frac{621}{55}$$

$$k = 11.29$$

El esfuerzo de diseño  $S_{sy}$  se calcula con la Ec. 2.13

$$S_{sy} = 0.45S_{ut} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$S_{sy} = \frac{0.45A}{d^m}$$

$$S_{sy} = 0.45 * \left( \frac{1867}{5^{0.146}} \right)$$

$$S_{sy} = 664.212 \text{ Mpa}$$

Como el resorte va en un eje se utiliza la Ec. 2.14 y se obtiene diámetro interior:

$$D_m = d_w + d_{eje} + h \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$D_m = 5 + 32 + 2$$

$$D_m = 39 \text{ mm}$$

El coeficiente del resorte viene dada por la Ec. 2.15:

$$C = \frac{D_m}{d_w} \quad \text{Ec. 2.15}$$

$$C = \frac{39}{5}$$

$$C = 7.8$$

El factor de Bergstrasser se calcula con la Ec. 2.16.

$$KB = \frac{4C+2}{4C-3} \quad \text{Ec. 2.16}$$

$$KB = \frac{4(7.8) + 2}{4(7.8) - 3}$$

$$KB = 1.177$$

Esfuerzo máximo / admisible viene dada por la Ec. 2.17:

$$\tau_{max} = \frac{KB*8*(1+\epsilon)*F*Dm}{8*Dw^3} \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$\tau_{max} = \frac{1.77 * 8 * (1 + 0.15) * 620 * 39}{8 * 5^3}$$

$$\tau_{max} = 262.253 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad se calcula con la Ec. 2.18:

$$N = \frac{Ssy}{\tau_{max}} \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$N = \frac{664.2127}{262.253}$$

$$N = 2.53$$

El factor de seguridad indica un diseño aceptable, se define el resto de parámetros para el diseño del resorte.

Diámetro Exterior se calcula con la Ec. 2.19:

$$DE = Dm + Dw \quad \text{Ec. 2.19}$$

$$DE = 39 + 5$$

$$DE = 44 \text{ mm}$$

Número de espiras activas viene dada por la Ec. 2.20:

$$Na = \frac{G*D^4*y}{8*Dm^3*F} \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$Na = \frac{69 * 5^4 * 35}{8 * 39^3 * 620}$$

$$Na = 0.008048 * 10^3$$

$$Na = 8.048 \text{ espiras}$$

Espiras totales se calcula con la Ec. 2.21:

$$Nt = Na + 2 \quad \text{Ec. 2.21}$$

$$Nt = 8.048 + 2$$

$$Nt = 10.048 \text{ espiras}$$

Longitud solida viene dada por la Ec. 2.22:

$$Ls = Dw * Nt \quad \text{Ec. 2.22}$$

$$Ls = 5 * 10.048$$

$$Ls = 50.24 \text{ mm}$$

Longitud libre se calcula con la Ec. 2.23:

$$Lf = \frac{F}{K} + y \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$Lf = \frac{620}{11.29} + 70$$

$$Lf = 125.44 \text{ mm}$$

Estabilidad del resorte se obtiene a partir de la Ec. 2.24:

$$(Lo)cr = \frac{2.63Dm}{\alpha} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$(Lo)cr = \frac{2.63 * 39}{0.5}$$

$$(Lo)cr = 205.14$$

$$Lf < (Lo)cr$$

### 2.3.2 Prensa de sellado horizontal.

La prensa de sellado horizontal es un conjunto de dos secciones como se muestra en la Figura 27.

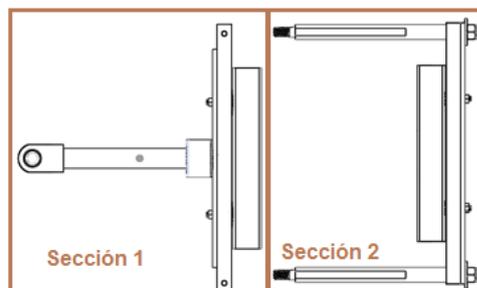
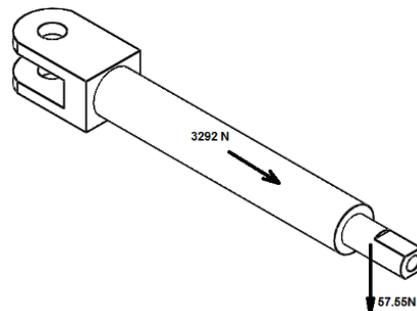


Figura 27: Prensa de sellado horizontal.

## Sección 1

### a) Vástago.

El vástago está sujeto a esfuerzos normales combinados ver Figura 28, para el análisis se utiliza el proceso de superposición de los esfuerzos, consiste en la suma algebraica de los esfuerzos normales (Mott R. , 2009), y se expresa con la Ec. 2.2.



**Figura 28: Fuerzas que actúan.**

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

El esfuerzo combinado es producido por la fuerza de tracción de 3292 N y la fuerza de flexión de 57.55 N que actúa a una distancia  $d = 200 \text{ mm}$ .

Debe cumplir con la condición, esfuerzo de Von Mises menor al de diseño.

$$\sigma' < \sigma d$$

Para los cálculos se define un esfuerzo de diseño con cargas que actúan 45 veces por minuto por tanto es repetida y se basa en las instrucciones para determinar el esfuerzo de diseño del apéndice A-21 (Mott R. , 2009) como es un elemento de maquinaria uno de los materiales para este tipo es acero de transmisión 1018 CR, se aplica la Ec. 2.3 y se calcula.

$$Su = 276 \text{ Mpa} \text{ y } N = 8$$

$$\sigma d = Su/N$$

$$\sigma d = 276/8$$

$$\sigma d = 34.5 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo de diseño es 34.5 Mpa, aplicamos la Ec. 2.2 y encontramos el esfuerzo combinado.

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{3292 * 4}{\pi * D^2} + \frac{57.55 * 200 * 32}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{13168}{\pi * D^2} + \frac{368320}{\pi * D^3}$$

Se asigna a D un valor de 32, dando un valor de esfuerzo combinado de:

$$\sigma_{comb} = 7.67 \text{ Mpa}$$

La teoría de la energía de distorsión que se expresa en la Ec. 2.4 será la base del diseño.

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_z\sigma_x + \sigma_z^2 + 3\tau_{zx}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_x = 0 \text{ y } \tau_{zx} = 0$$

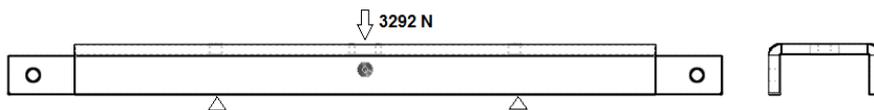
$$\sigma' = \sigma_z = \sigma_{comb}$$

El diseño cumple con la condición por tanto es aceptable.

$$\sigma' < \sigma d$$

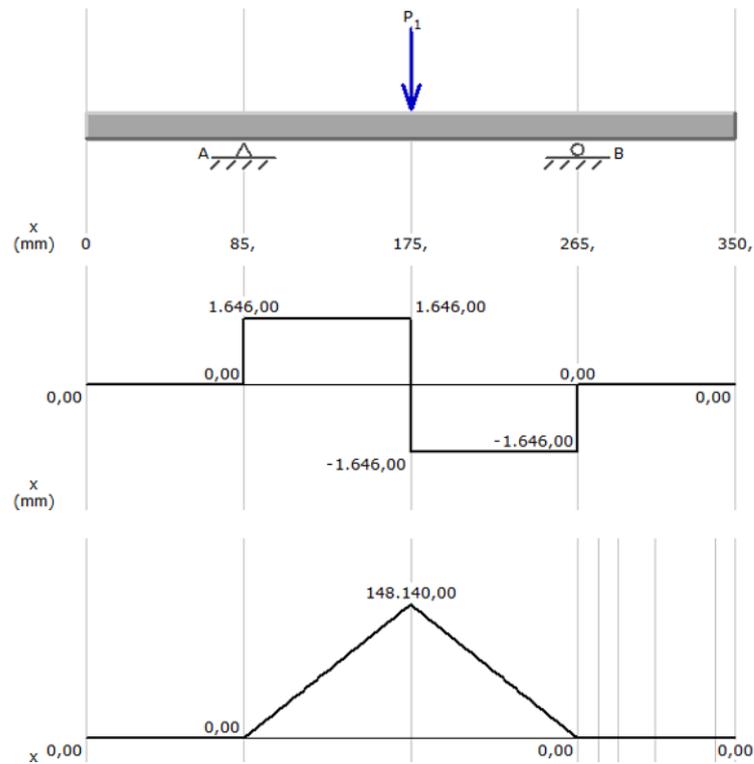
### b) Placa de soporte de la prensa móvil.

La placa de soporte de la prensa móvil soporta una fuerza de 3292N que produce flexión como muestra la Figura 29.



**Figura 29: Soporte prensa móvil.**

La Figura 30 muestra los valores de fuerza cortante 1646 N y momento de 148140 N – mm; además las reacciones  $R_A = R_B = 1646 N$ .



**Figura 30: Diagrama de fuerzas y momentos.**

Al ser parte de la prensa de sellado horizontal se utiliza las mismas recomendadas en el elemento anterior al igual que al Ec. 2.3. AISI 304 con  $S_u = 241 Mpa$  y  $N = 2$ .

$$\sigma_d = \frac{S_u}{N}$$

$$\sigma_d = 241/2$$

$$\sigma_d = 120.5 Mpa$$

El esfuerzo máximo que produce el elemento mecánico, se calcula con la Ec. 2.5.

$$\sigma_{max} = M/S$$

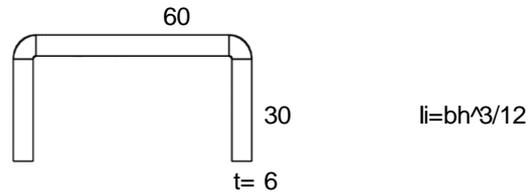
Como  $M = 148140 N - mm$

La fórmula del módulo de sección se calcula con la Ec. 2.6:

$$S = I/c$$

### *I momento de inercia y c centroide*

Para encontrar los datos se utilizo Microsoft Excel para ayudar con los cálculos del módulo de sección de un perfil en C plegado.



Partes	$A_i$	$Y_i$	$A_i Y_i$	$I_i$	$d_i$	$d_i^2$	$A_i \cdot d_i^2$	$I_i + A_i \cdot d_i^2$
1	144	12	1728	6912	8,333	69,444	10000	16912
2	144	12	1728	6912	8,333	69,444	10000	16912
3	360	27	9720	1080	6,667	44,444	16000	17080
<b>At= 648</b>								<b>I= 50904</b>

$$\bar{Y} = \frac{\sum (A_i Y_i)}{A_t}$$

$$\bar{Y} = 20,333$$

$$S = I/c$$

$$S = 2503,475$$

Con  $S = 2503.475 \text{ mm}^3$

La Ec. 2.5 de esfuerzo máximo a flexión se define como:

$$\sigma_{max} = M/S$$

$$\sigma_{max} = 148140/2503.475$$

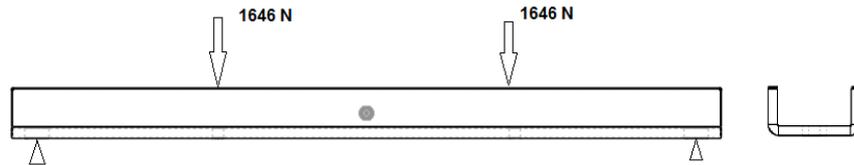
$$\sigma_{max} = 59.173 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

## Sección 2

En la sección 2 está conformado por el soporte frontal donde actúan dos cargas de 1646 N como muestra la Figura 31.



**Figura 31: Soporte frontal.**

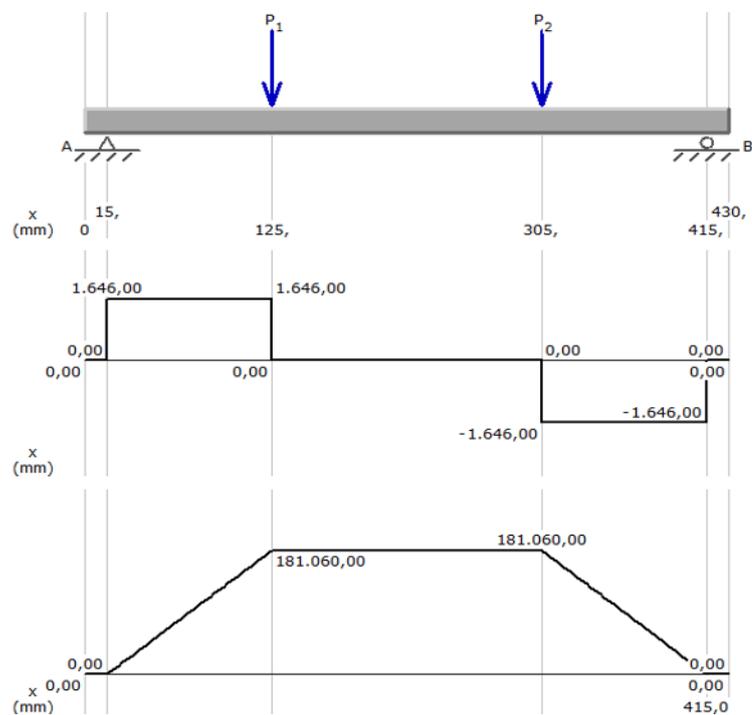
La Figura 32 muestra los valores de fuerza cortante 1646 N y momento de 181060 N – mm; además las reacciones  $RA = RB = 1646 N$ .

Al ser parte de la prensa de sellado horizontal se utiliza las mismas condiciones de análisis recomendadas en el elemento anterior. AISI 304 con  $Su = 241 Mpa$  y  $N = 2$ , aplicamos la Ec. 2.3 y calculamos.

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 241/2$$

$$\sigma_d = 120.5 Mpa$$



**Figura 32: Diagrama de fuerzas y momentos.**

El esfuerzo máximo que produce el elemento mecánico y se calcula con la Ec. 2.5

$$\sigma_{max} = M/S$$

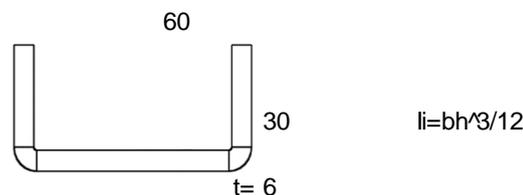
Como  $M = 181060 \text{ N} - \text{mm}$

La fórmula del módulo de sección se calcula con la Ec. 2.6:

$$S = I/c$$

*I* momento de inercia y *c* centroide

Para encontrar los datos se utilizo Microsoft Excel para ayudar con los cálculos del módulo de sección de un perfil en C plegado.



Partes	Ai	Yi	AiYi	li	di	di <sup>2</sup>	Ai*di <sup>2</sup>	li+Ai*di <sup>2</sup>
1	144	18	2592	6912	8,333	69,444	10000	16912
2	144	18	2592	6912	8,333	69,444	10000	16912
3	360	3	1080	1080	6,667	44,444	16000	17080
At=		<b>648</b>						I= <b>50904</b>

$$\bar{Y} = \frac{\sum(AiYi)}{At}$$

$$\bar{Y} = 9,667$$

$$S = I/c$$

$$S = 5265,931$$

Con  $S = 5265.931 \text{ mm}^3$ , *módulo de sección*.

El esfuerzo máximo a flexión se define con la Ec. 2.5:

$$\sigma_{max} = M/S$$

$$\sigma_{max} = 181060/5265.931$$

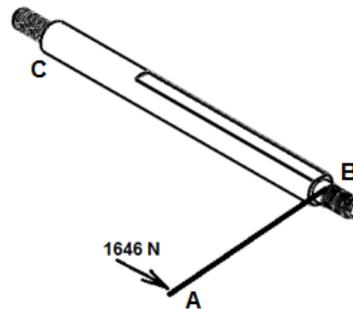
$$\sigma_{max} = 34.38 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

**c) Separador de la base de prensa horizontal.**

El separador de la base de apoyo de la prensa horizontal está cargada de 1646 N a una distancia de 110 mm como indica la Figura 33.



**Figura 33: Separador de la base de prensa horizontal.**

El punto B produce un momento de  $MB = 1646 * 110 = 181.060 \text{ N} - \text{mm}$ . Una carga axial de 1646 N produce tensión al elemento generando un esfuerzo combinado.

Debe cumplir con la condición, esfuerzo de Von Mises menor al de diseño.

$$\sigma' < \sigma d$$

Al ser parte de la prensa de sellado horizontal se utiliza las mismas condiciones del elemento anterior y la Ec. 2.2; se utiliza la resistencia a la fluencia, como es un elemento en contacto con los alimentos AISI 304,  $S_u = 241 \text{ Mpa}$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{comb} &= \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S} \\ \sigma_{comb} &= \frac{1646 * 4}{\pi * D^2} + \frac{181060 * 32}{\pi * D^3} \\ \sigma_{comb} &= \frac{6584}{\pi * D^2} + \frac{5793920}{\pi * D^3} \end{aligned}$$

Se asigna a D un valor de 24 mm, dando un valor de esfuerzo combinado de:

$$\sigma_{comb} = 137.04 \text{ Mpa}$$

La teoría de la energía de distorsión ver Ec. 2.4, será la base del diseño.

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_z\sigma_x + \sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_x = 0 \text{ y } \tau_{zx} = 0$$

$$\sigma' = \sigma_z = \sigma_{comb}$$

El diseño debe tener un factor de seguridad mayor que 1 para su cálculo se utiliza la Ec. 2.25

$$\sigma' = Su/N \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$N = \frac{Su}{\sigma'}$$

$$N = \frac{Su}{\sigma'}$$

$$N = \frac{241}{137.04}$$

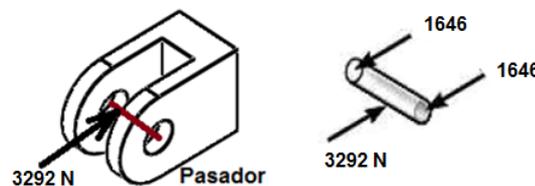
$$N = 1.75$$

El factor de seguridad es aceptable, el diseño cumple las condiciones.

#### d) Mecanismo de sellado horizontal.

La prensa de sellado horizontal se acciona por una excéntrica - seguidor de rodillo, que se constituye de un perfil de leva y un muelle que ayuda al seguidor permanecer en contacto.

La excéntrica ejerce una fuerza de 3292 N. El pasador para el rodamiento del rodillo se sujeta como muestra la Figura 34 a cortante doble con  $V = 1646N$



**Figura 34: Soporte de rodamiento.**

El cálculo de esfuerzo cortante de diseño y el esfuerzo de compresión de diseño se realiza con el acero de transmisión 1018 CR.

$$Su = 276 \text{ Mpa y } N = 8$$

Esfuerzo cortante de diseño se calcula con la Ec. 2.7.

$$\tau_d = \frac{Su}{8}$$

$$\tau_d = \frac{276}{8}$$

$$\tau_d = 34.5 \text{ Mpa}$$

El área de corte es  $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$ .

Se utiliza la Ec. 2.9 para el cálculo del esfuerzo de cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{V}{2A_c}$$

$$\tau_{max} = \frac{3292 * 4}{2\pi D^2}$$

Si  $D = 17 \text{ mm}$ ;

$$\tau_{max} = 7.25 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de compresión de diseño se calcula con la Ec. 2.3

$$\sigma_d = \frac{Su}{N}$$

$$\sigma_d = 276/8$$

$$\sigma_d = 34.5 \text{ Mpa}$$

El área de compresión es  $A_s = D * t$

Se utiliza la Ec. 2.10 para encontrar el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \pm \frac{F}{2A}$$

$$\sigma_{max} = \frac{3292}{2 * D * t}$$

Como  $D = 17$  y se asigna a  $t = 8$ ;

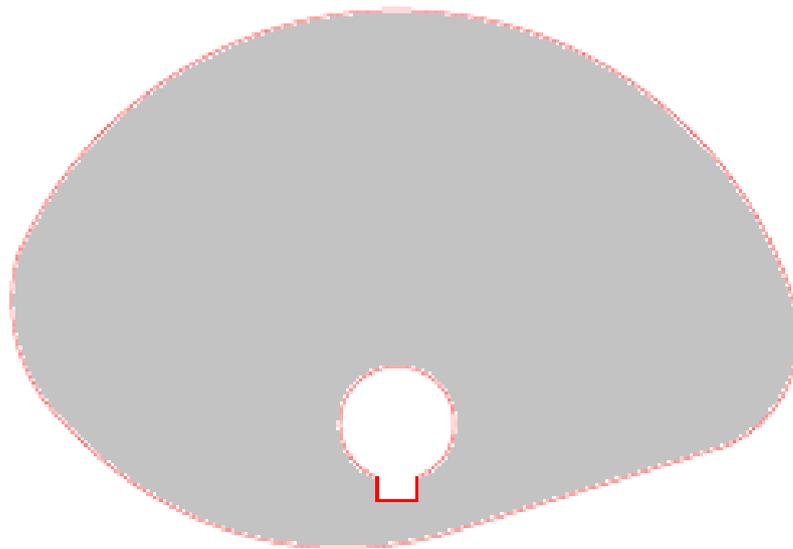
$$\sigma_{max} = 12.10 \text{ Mpa}$$

Los esfuerzos cumplen con la condición que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de diseño, por tanto el elemento es aceptable.

### e) Excéntrica Horizontal.

La excéntrica de sellado horizontal tiene como radio básico de 26 mm, un periodo de 1.33 segundos a una velocidad de 45 rpm. El proceso de sellado necesita de 0.51 segundos de accionamiento de la fuerza de prensado alcanzando un elevamiento de 64.5 mm, el resto del periodo se puede usar para el accionamiento de esta donde libera gradualmente está fuerza en 0.42 segundos, hasta llegar al radio base donde reposa por 0.12 segundos y vuelve a ejercer la fuerza en 0.28 segundos terminando el ciclo de sellado.

Para el diseño de la excéntrica se utiliza software de ayuda como es el Autodesk Inventor que genera los siguientes datos de interés Tabla 9 y el perfil final de la leva Figura 35.



**Figura 35: Perfil de la leva horizontal.**

**Tabla 9:**

**Valores de interés de la excéntrica horizontal.**

PARAMETROS	NOMENCLATURA	VALOR
Elevación máx.	hmáx	64,500 mm
Elevación mín.	hmín	0,000 mm
Velocidad máx.	vmáx	0,318 mps

CONTINUA 

Velocidad mín.	$v_{\text{mín}}$	- 0,273 mps
Angulo de presión máx.	$\gamma_{\text{máx}}$	38,25 gr
Angulo de presión mín.	$\gamma_{\text{mín}}$	- 33,34 gr
Aceleración máx.	$a_{\text{máx}}$	2,388 m/s <sup>2</sup>
Aceleración mín.	$a_{\text{mín}}$	- 3,473 m/s <sup>2</sup>
Impulso máx.	$j_{\text{máx}}$	33,317 m/s <sup>3</sup>
Impulso mín.	$j_{\text{mín}}$	- 59,230 m/s <sup>3</sup>
Fuerza de seguidor máx.	$F_{\text{máx}}$	2629,710 N
Fuerza de seguidor mín.	$F_{\text{mín}}$	2500,000 N
Fuerza normal máx.	$F_{\text{nmáx}}$	3247,137 N
Fuerza normal mín.	$F_{\text{nmín}}$	2500,000 N
Par de torsión máx.	$T_{\text{máx}}$	130,820 N m
Radio de curvatura mín. (+)	$R_{\text{cmín}}$	- 90,500 mm
Radio de curvatura mín. (-)	$R_{\text{cmin2}}$	- 22,119 mm
Presión específica máx.	$p_{\text{máx}}$	657,798 Mpa

El par de torsión máxima que produce la leva es de  $T_{\text{max}} = 130.82 \text{ Nm}$  a partir del  $T_{\text{max}}$  se obtiene la potencia que requiere la leva mediante la Ec. 2.11.

$$P = T * n$$

$$P = 130.82 * 45 * \frac{2\pi}{60}$$

$$P = 616.475 \text{ W} \left( \frac{1\text{HP}}{745\text{W}} \right)$$

$$P = 0.827 \text{ HP}$$

#### f) Resorte helicoidal de compresión.

El resorte de compresión sirve para mantener al rodillo junto al perfil de la leva por tanto debe ejercer una fuerza de 129 N a una distancia de 64 mm, la altura solida debe ser mayor a 30mm y una longitud libre de 146mm, los extremos serán a escuadra y estará en un eje de 32mm con una holgura diametral de 2mm.

Para iniciar el diseño del resorte se considera un material y el diámetro para el elemento.

El diámetro del alambre:

$$dw = 3mm$$

El material se define en la Tabla 10.

**Tabla 10:**

**Especificaciones del A228.**

	<b>m</b>	<b>A</b>	<b>E(Gpa)</b>	<b>G(Gpa)</b>
<b>A228</b>	0.145	2211	193	80

**Fuente:** (Budynas & Keith, 2008)

Linealidad robusta viene dada por  $\varepsilon = 0.15$

La constante del resorte se calcula con la Ec. 2.12.

$$k = \frac{F}{y}$$

$$k = \frac{129}{64}$$

$$k = 2.01$$

El esfuerzo de diseño  $S_{sy}$  se calcula con la Ec. 2.13.

$$S_{sy} = 0.45S_{ut}$$

$$S_{sy} = \frac{0.45 * A}{d^m}$$

$$S_{sy} = 0.45 * \left( \frac{2211}{3^{0.145}} \right)$$

$$S_{sy} = 848.43 \text{ Mpa}$$

Como el resorte va en un eje:

Se obtiene el diámetro interior mediante la Ec. 2.14.

$$D_m = dw + de_{je} + h$$

$$D_m = 3 + 32 + 2$$

$$D_m = 37mm$$

El coeficiente del resorte se calcula con la Ec. 2.15.

$$C = \frac{D_m}{D_w}$$

$$C = \frac{37}{3}$$

$$C = 12.33$$

El factor de Bergstrasser se calcula con la Ec. 2.16

$$KB = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$KB = \frac{4(12.33) + 2}{4(12.33) - 3}$$

$$KB = 1.108$$

Esfuerzo máximo / admisible se obtiene mediante la Ec. 2.17

$$\tau_{max} = \frac{KB * 8 * (1 + \varepsilon) * F * Dm}{8 * Dw^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{1.108 * 8 * (1 + 0.15) * 129 * 37}{8 * 3^3}$$

$$\tau_{max} = 225.25 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad se calcula con la Ec. 2.18

$$N = \frac{Ssy}{\tau_{max}}$$

$$N = \frac{848.43}{225.25}$$

$$N = 3.76$$

El factor de seguridad indica un diseño aceptable, se define el resto de parámetros para el diseño del resorte.

Diámetro Exterior se obtiene mediante la Ec. 2.19.

$$DE = Dm + Dw$$

$$DE = 37 + 3$$

$$DE = 40 \text{ mm}$$

Número de espiras activas se calcula con la ecuación 2.20.

$$Na = \frac{G * D^4 * y}{8 * Dm^3 * F}$$

$$Na = \frac{80 * 3^4 * 64}{8 * 37^3 * 129}$$

$$Na = 0.00793 * 10^3$$

$$Na = 7.93 \text{ espiras}$$

Espiras totales se calcula mediante la Ec. 2.21

$$Nt = Na + 2$$

$$Nt = 7.93 + 2$$

$$Nt = 9.93 \text{ espiras}$$

Longitud solida se calcula mediante la Ec. 2.22.

$$Ls = Dw * Nt$$

$$Ls = 3 * 9.93$$

$$Ls = 29.79 \text{ mm}$$

Longitud libre se obtiene mediante la Ec. 2.23.

$$Lf = \frac{F}{K} + y$$

$$Lf = \frac{129}{2.01} + 82$$

$$Lf = 146.179 \text{ mm}$$

Estabilidad del resorte es evaluado por la Ec. 2.24.

$$(Lo)cr = \frac{2.63Dm}{\alpha}$$

$$(Lo)cr = \frac{2.63 * 37}{0.5}$$

$$(Lo)cr = 194.62$$

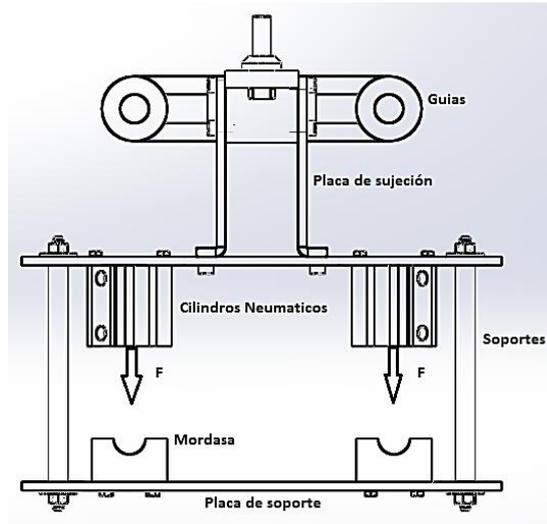
$$Lf < (Lo)cr$$

### 2.3.3 Mecanismo de arrastre.

Para las enfundadoras existen varios tipos de mecanismos de arrastre, los más utilizados son el mecanismo de rodillos y el neumático; debido a la

rapidez para arrastrar el polipropileno se emplea el mecanismo de acción neumática.

Se efectúa un dimensionamiento de acuerdo al largo máximo de la funda y a la separación de los dos conductos de llenado, de esta manera se estima la separación entre los cilindros, las guías de arrastre y la distancia máxima de las mordazas véase la Figura 36.



**Figura 36: Mecanismo de mordazas neumático.**

#### a) Placas de soporte.

El material a utilizar para fabricar las placas es acero inoxidable 304 con una estimación máxima de 330 mm de distancia, debido a la separación del formado de las láminas de polipropileno véase la Figura 36.

La presión máxima de trabajo estándar que se requiere para el arrastre es de 100 Psi.

$$100 \frac{lb}{in^2} \left| \frac{4.44 N}{1lb} \right| \frac{1 in^2}{(25.4 mm)^2} = 0.74 N/mm^2$$

De la Ec. 2.1 despejar la fuerza.

$$P = \frac{F}{A}$$

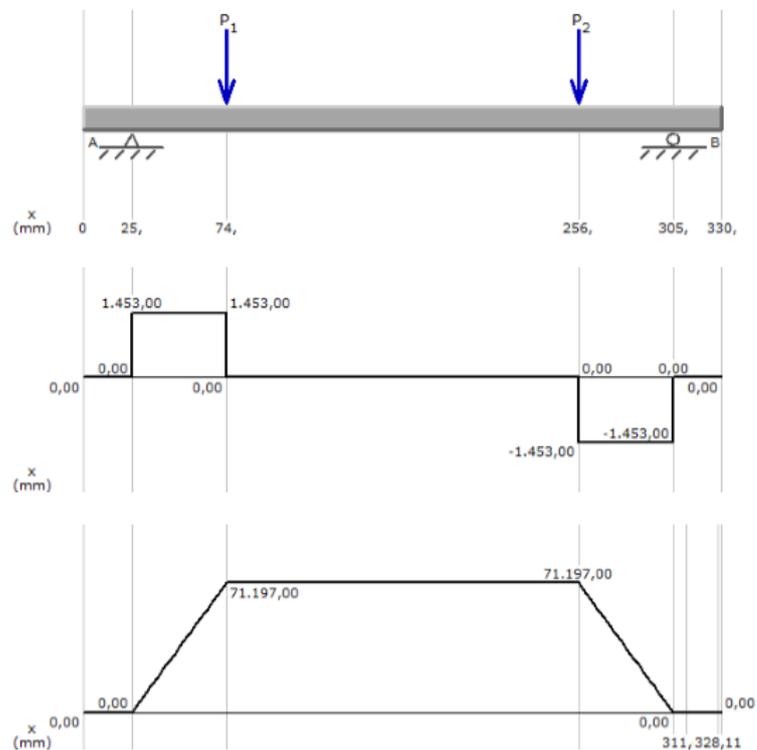
$$F = P * A$$

$$F = 0.74(\pi.r^2)$$

$$F = 0.74(\pi.25^2)$$

$$F = 1453 N$$

Mediante el software MDSolids se determina el momento máximo flector que se aplica sobre la placa de soporte Figura 37.



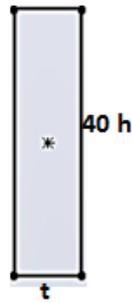
**Figura 37: Diagramas de fuerza cortante y momento flector.**

Para una sección rectangular de la placa de soporte, Figura 38.

Datos iniciales:

$S_u = 290 MPa$  (Acero inoxidable AISI 304) y  $N = 6$  (Carga a impacto)

$M = 71197 N.mm$



**Figura 38: Sección rectangular de la placa soporte.**

Se calcula la sección mediante la Ec. 2.26.

$$S = \frac{t \cdot h^2}{6} \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$S = \frac{t \cdot 40^2}{6}$$

$$S = 266.66t$$

Se calcula el esfuerzo de diseño con la Ec. 2.3.

$$\sigma_d = \frac{S_u}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{290}{6}$$

$$\sigma_d = 48.33 \text{ N/mm}^2$$

Se reemplaza la Ec. 2.26 en la Ec. 2.27 y se obtiene el módulo de la sección para posteriormente hallar el espesor.

$$S = \frac{M}{\sigma_d} \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$266.66 t = \frac{71197}{48,33}$$

$$t = \frac{71197}{48,33(266.66)}$$

$$t = 5.53 \text{ mm}$$

El espesor se normaliza con catálogos existentes en el mercado de planchas en acero inoxidable 304.

$$t = 6$$

Para este espesor se tiene una sección rectangular real con la Ec. 2.26.

$$S = \frac{t \cdot h^2}{6}$$

$$S = \frac{(6) \cdot 40^2}{6}$$

$$S = 1600 \text{ mm}^3$$

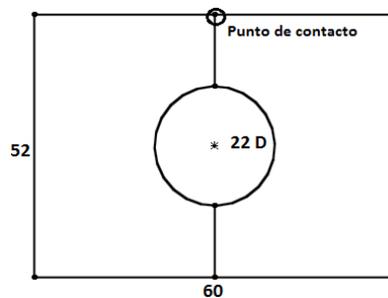
Para verificar que el diseño es el correcto debe cumplir con la siguiente condición de diseño.

$$\sigma_{max} \leq \sigma_d$$

Por lo tanto el diseño es aceptable.

### b) Mordazas.

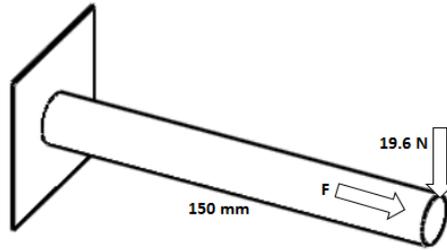
Las medidas se determinan a partir de las dimensiones del contorno de los cilindros neumáticos seleccionados y la carrera del mismo como indica la Figura 39, se realizan en aluminio comercial 1060 por tener un peso más ligero que el acero inoxidable y de este modo evitar la flexión en el vástago.



**Figura 39: Mordazas.**

### c) Separador principal.

Los ejes son uniones del mecanismo, las medidas están dadas en base a las dimensiones externas del actuador y el punto de contacto de las mordazas cuando el cilindro neumático está totalmente desplazado, material usado acero inoxidable 304, dimensiones como indica la Figura 40.



**Figura 40: Eje soporte.**

Datos:

$S_u = 241 \text{ Mpa}$  (Acero inoxidable 304) y  $N = 8$  (Cargas repetidas)

$$\sigma_d = S_u / N \quad \text{Ec. 2.3.}$$

$$\sigma_d = 241 / 8$$

$$\sigma_d = 30.125 \text{ Mpa}$$

El eje debe soportar dos fuerzas; una de compresión debido al peso de todos los componentes del mecanismo que es de 19.6 N y una de tracción por acción del actuador neumático, por lo tanto se tiene esfuerzos combinados mediante la Ec.2.2.

$$\sigma_{comb} = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{1453 * 4}{\pi * D^2} + \frac{19.6 * 150 * 32}{\pi * D^3}$$

$$\sigma_{comb} = \frac{5812}{\pi * D^2} + \frac{94080}{\pi * D^3}$$

Se asigna a D un valor de 13 mm por disposición de material para determinar un esfuerzo combinado de:

$$\sigma_{comb} = 24.57 \text{ Mpa}$$

La teoría de la energía de distorsión será la base del diseño y se aplica la Ec.2.4.

$$\sigma' = (\sigma_z^2 - \sigma_z\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{zy}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_y = 0 \text{ y } \tau_{zy} = 0$$

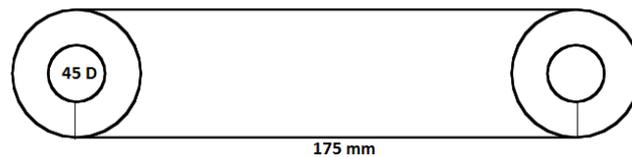
$$\sigma' = \sigma_z = \sigma_{comb}$$

El diseño cumple con la condición por tanto es aceptable.

$$\sigma' < \sigma d$$

#### d) Guías.

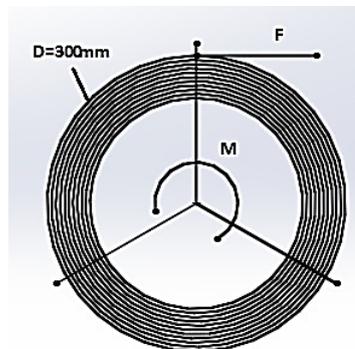
Permiten el desplazamiento vertical del mecanismo que posteriormente se conectara a un mecanismo de arrastre. Se mecaniza en hierro fundido por disponibilidad de material y costos ya que las guías no están en contacto directo con el enfundado. Las medidas se especifican de acuerdo a la distancia de la ranura del chasis y a las dimensiones impuestas por el diseñador para ubicar los diferentes mecanismos, las dimensiones se indican en la Figura 41.



**Figura 41: Guías de acople.**

#### e) Eje guía, fuerza para el desenrollado del polipropileno.

Para determinar esta carga es necesario encontrar la inercia de la masa, que debe superar para mover el carrete. Partiendo de la Figura 42 se calcula la fuerza necesaria para mover el rollo, los datos iniciales están dados en función del diámetro y el peso del rollo de polipropileno.



**Figura 42: Diagrama de cuerpo libre del rollo de polipropileno.**

Datos:

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$m = 12 \text{ Kg}$$

Se determina el radio de giro Ec. 2.28 y el momento de inercia Ec. 2.29 de la masa del rollo.

$$r_g = \frac{D}{4} \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$r_g = \frac{300}{4} = 75 \text{ mm}$$

$$I_M = m \cdot r_g^2 \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$I_M = (12) \cdot 75^2$$

$$I_M = 900 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2$$

Donde:

$r_g$ : Radio de giro

$D$ : Diametro del rollo

$m$ : peso del rollo

$I_M$ : Momento de inercia de la masa

El rollo efectúa un movimiento circular al momento que empieza a ser desenrollado el polipropileno por lo tanto genera una velocidad Ec 2.30 y una aceleración angular Ec 2.31.

Datos:

$$L = 200 \text{ mm (Longitud maxima del funda)}$$

$$Q = 40 \text{ unidades por cada conducto}$$

$t$ : Tiempo de accionamiento para empezar a mover el rollo

$$W = \frac{L \cdot Q}{30 D} \quad \text{Ec. 2.30}$$

$$W = \frac{200(40)}{30 (300)}$$

$$W = 1 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = \frac{W}{t} \quad \text{Ec. 2.31}$$

$$\alpha = \frac{1}{0.3}$$

$$\alpha = 2.93 \text{ rad/s}^2$$

Una vez obtenido todos los parámetros se encuentra la fuerza de resistencia Ec. 2.32 que se opone al momento de realizar el arrastre del polipropileno, se considera el 10% debido al rozamiento en el rodillo que permite el libre giro del rollo.

$$F_r = \frac{2.I_M.\alpha}{D} * 1.1 \quad \text{Ec. 2.32}$$

$$F_r = \frac{2(900)(2.93)}{300} * 1.1$$

$$F_r = 19.33 \text{ N}$$

Con los requerimientos denotados anteriormente se diseña el eje guía el cual permitirá el libre movimiento horizontal de mecanismo de mordazas. Las fuerzas que debe tolerar el eje son; la fuerza que ejerce el mecanismo de mordazas y la fuerza de oposición del rollo para vencer la inercia.

La fuerza del mecanismo de mordazas de acuerdo a la Ec. 2.33 está dada en función del peso de todos los compones del mecanismo.

Datos:

$$m = 7.5 \text{ Kg}$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$F_m = m \cdot g \quad \text{Ec. 2.33}$$

$$F_m = 7.5(9.8)$$

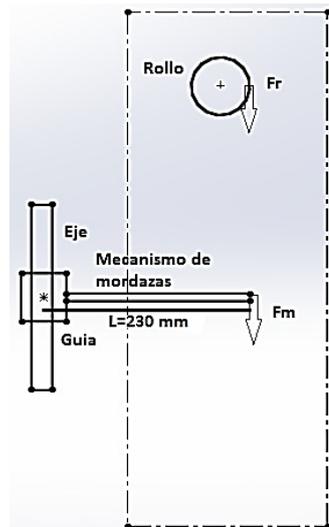
$$F_m = 73.5 \text{ N}$$

Donde

$m$ : *Peso del mecanismo de mordazas*

$F_m$ : *Fuerza del mecanismo*

La fuerza total que soporta el eje guía es la sumatoria de las dos fuerzas que actúan en el sistema de arrastre del rollo de polipropileno véase la Figura 43.



**Figura 43: Fuerzas que actúan en sistema de arrastre.**

La máquina tiene doble conducto lo que quiere decir que tiene 2 rollos de polipropileno, por lo tanto para determinar la fuerza total de arrastre Ec. 2.34 se realiza una sumatoria general de todas las fuerzas.

$$F = 2F_r + F_m \quad \text{Ec. 2.34}$$

$$F = 2(19.33) + 73.5$$

$$F = 112.16 \text{ N}$$

A partir de la fuerza se obtiene el momento máximo Ec. 2.35 empleando la distancia L entre las guías y la placa de soporte final.

$$M = F \cdot L \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$M = 112.16(230)$$

$$M = 25796.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Obtener el esfuerzo de diseño para cargas repetidas, para un acero de transmisión AISI 1018 con una resistencia a la fluencia de 276 MPa Y  $N = 8$  (cargas repetidas) y se obtiene un esfuerzo de diseño con la Ec. 2.3.

$$\sigma_d = \frac{S_u}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{276}{8}$$

$$\sigma_d = 34.5 \text{ N/mm}^2$$

Para una sección circular se tiene, La Ec. 2.36 para la sección y la Ec.2.37 para el esfuerzo de diseño:

$$S = \frac{\pi D^3}{32} \quad \text{Ec. 2.36}$$

$$\sigma_d = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. 2.37}$$

Reemplazar la Ec. 2.36 en la Ec. 2.37.

$$D^3 = \frac{32M}{\pi \sigma_d}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(25796.8)}{\pi (34.5)}}$$

$$D = 19.6 \text{ mm}$$

De acuerdo a la norma DIN 323 para diámetros recomendados se normaliza a una cifra normativa R20, de esta manera el valor real del diámetro es:

$$D = 20 \text{ mm}$$

De este diámetro se obtiene el espesor normalizado con la Ec. 2.36.

$$S = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$S = \frac{\pi 20^3}{32}$$

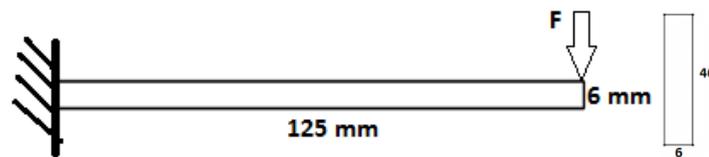
$$S = 785.4 \text{ mm}^3$$

Para que sea un diseño seguro es de vital importancia que cumpla con la siguiente condición:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_d$$

### f) Placas de sujeción.

De acuerdo al mecanismo de sellado vertical y debido a que el polipropileno debe estar centrado para que las mordazas arrastren dicho material plástico con total normalidad se dimensiona la placa de acuerdo a la Figura 44 . La misma que debe soportar la fuerza total de arrastre por disponibilidad del material se mecaniza con la misma plancha seleccionada para las placas de soporte.



**Figura 44: Placa de sujeción.**

#### Datos:

$$F = 112.16 \text{ N}$$

$$S_u = 290 \text{ MPa (Acero inoxidable AISI A304)}$$

$$N = 8 \text{ (Cargas repetidas)}$$

$$L = 125 \text{ mm}$$

Se determina el momento máximo debido a la flexión Ec. 2.35 y el esfuerzo de diseño Ec. 2.3 de acuerdo a los datos iniciales.

$$M = F \cdot L$$

$$M = 112.16(125)$$

$$M = 14020 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_d = \frac{S_u}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{290}{8}$$

$$\sigma_d = 36.25 \text{ N/mm}^2$$

Con las especificaciones de 6 mm de espesor y una altura de 40 mm de las placas soporte anteriormente calculas, se tiene un módulo de sección Ec. 2.26 rectangular de:

$$S = \frac{t \cdot h^2}{6}$$

$$S = \frac{(6) \cdot 40^2}{6}$$

$$S = 1600 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto se calcula el esfuerzo máximo Ec. 2.5, para que cumpla con la siguiente condición de diseño estipulada.  $\sigma_{max} < \sigma d$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{max} = \frac{14020}{1600}$$

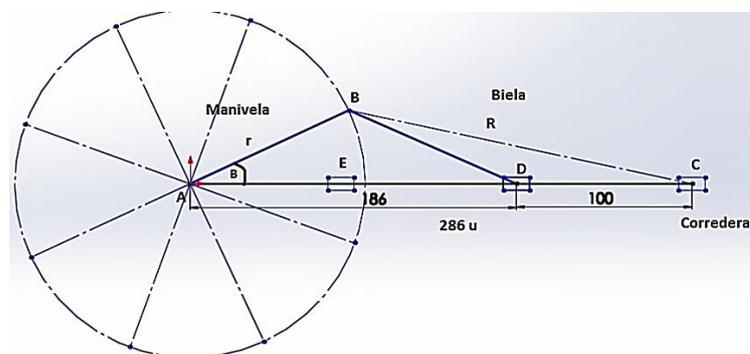
$$\sigma_{max} = 8.76 \text{ N/mm}^2$$

Se comprueba la condición de diseño por consiguiente, el diseño es aceptable.

#### g) Mecanismo de accionamiento del arrastre.

El mecanismo que se diseñara es manivela biela corredera, ya que el movimiento debe ser circular y lineal para poder levantar un peso determinado como indica la Figura 45.

Las distancias que forman el mecanismo se determinan a partir de la longitud máxima de la funda.



**Figura 45: Mecanismo manivela biela corredera.**

A partir del punto medio de la corredera se determina que la manivela tiene la misma distancia, ya que el radio de la manivela no puede exceder este valor para que gire con normalidad 360°.

$$DC = r = 100 \text{ mm}$$

Del mismo modo la biela tiene la misma distancia que la corredera total para que permita un desplazamiento lineal y este a su vez el movimiento circular.

$$EC = R = 200 \text{ mm}$$

Aplicando ley de cosenos se determina el ángulo que forma el segmento de la manivela con el segmento de la corredera.

De la Ec. 2.38 despejar el ángulo  $\beta$ .

$$R^2 = r^2 + u^2 - 2 \cdot r \cdot u \cdot \cos \beta \quad \text{Ec. 2.38}$$

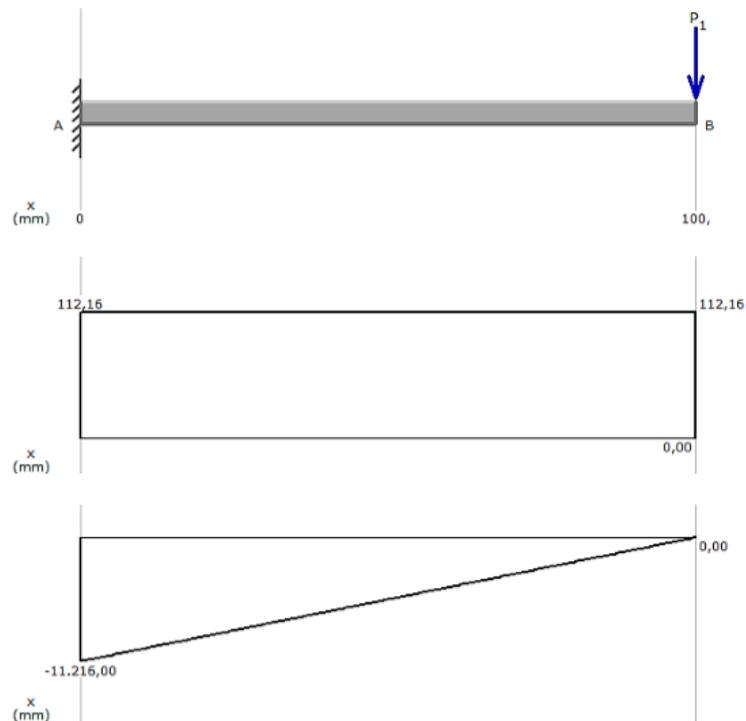
$$\beta = \cos^{-1} \left( \frac{r^2 + u^2 - R^2}{2ru} \right)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left( \frac{100^2 + 286^2 - 200^2}{2(100)(286)} \right)$$

$$\beta = 25^\circ$$

#### **h) Manivela**

El diseño se realiza a partir de la distancia que tendrá la manivela y la fuerza total de arrastre la cual soportara la manivela, a continuación se esquematiza el diagrama de fuerza y momento como indica la Figura 46.



**Figura 46: Diagramas de fuerza cortante y momento.**

A partir del esfuerzo de diseño para cargas repetidas se calcula el espesor para una sección rectangular con un acero AISI 1018.

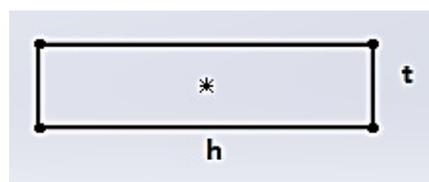
Datos:

$$S_u = 276 \text{ MPa y } N = 8 \text{ (cargas repetidas)}$$

$$M = 11216 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_d = 34.5 \text{ N/mm}^2$$

Para una sección rectangular véase la Figura 47, se determina que el espesor es 2.5 veces la altura.



**Figura 47: Sección rectangular.**

$$\begin{aligned}
 h &= 2.5t \\
 S &= \frac{h \cdot t^2}{6} \\
 S &= \frac{(2.5h) \cdot t^2}{6} \\
 S &= 0.416 t^3
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 2.39}$$

La Ec. 2.39 de sección reemplazar en la 2.40 para determinar el espesor.

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{M}{\sigma_d} && \text{Ec. 2.40} \\
 0.416 t^3 &= \frac{M}{\sigma_d} \\
 t &= \sqrt[3]{\frac{11216}{0.416(34.5)}} \\
 t &= 9.22 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

El espesor obtenido teóricamente, se normaliza para planchas de acero AISI 1018 de esta manera el espesor real es 10mm.

Con este valor real se encuentra la altura total de la sección.

$$\begin{aligned}
 h &= 2.5(10) \\
 h &= 25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Para que el diseño sea seguro debe cumplir con la siguiente condición.

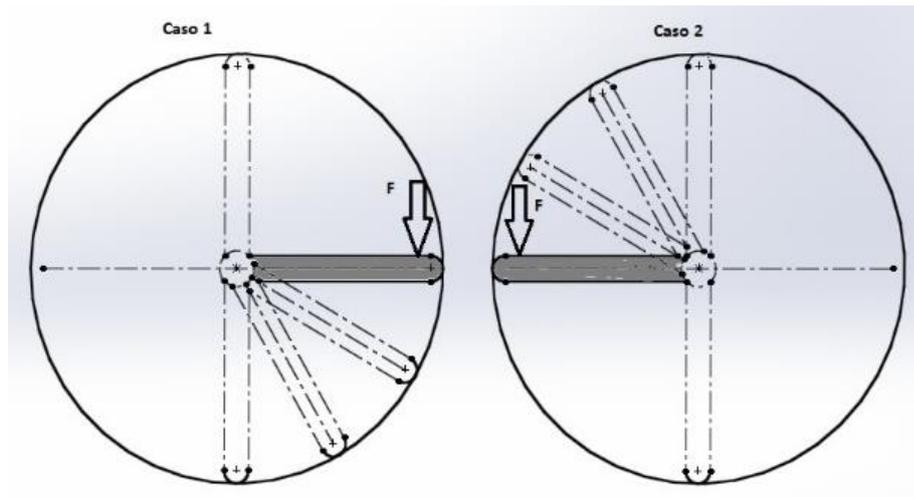
$$\sigma_{max} \leq \sigma_d$$

Reemplazar la altura y el espesor en la Ec. del esfuerzo máximo.

$$\begin{aligned}
 S &= 416.66 \\
 \sigma_{max} &= \frac{M}{S} \\
 \sigma_{max} &= \frac{11216}{416.66} \\
 \sigma_{max} &= 26.9 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Por lo tanto el diseño es seguro.

$$26.9 \leq 34.5$$



**Figura 48: Diagrama de movimientos de la manivela.**

Mediante la Figura 48 se concluye que la sección debe soportar una carga cuando el mecanismo baje para arrastrar el polipropileno caso 1 y la misma carga cuando dicho mecanismo suba para prensar caso 2 por este motivo se diseñó la sección para un solo caso puesto que gira 360 grados y la carga es la misma, por lo que se dimensiono la sección de acuerdo a los cálculos de la manivela para los dos casos.

#### **i) Biela.**

De la Figura 49, para la distancia R se selecciona un templador que cumpla con los requerimientos necesarios en cuanto a distancia y carga total proveniente del mecanismo de arrastre que soportara



**Figura 49: Dimensiones del tensor.**

El templador es galvanizado y de ojos ovalados puesto que son fáciles de ensamblar y minimizan la tensión que se genera en los mismos, tiene las siguientes características en la Tabla 11.

**Tabla 11:**

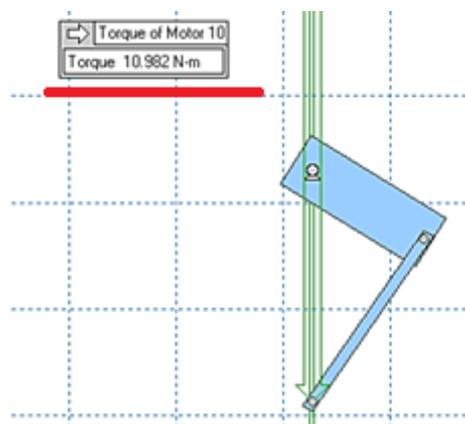
**Especificaciones técnicas del tensor.**

Diámetro de la rosca y tensor (in)	Límite de carga de trabajo (Lb)	J	K	X
		Abierto(in)	Cerrado(in)	Cerrado(in)
1/4x4	500	11.80	7.80	1.75

El tensor se modificó, se acondiciono una rotula de ojo móvil a cada extremo para que al momento de realizar un movimiento circular este tenga un cierto movimiento semi-circular de ida y vuelta para evitar la fricción.

Con el uso del software Working Model se encuentra el torque que produce todo el mecanismo de arrastre como indica la Figura 50.

$$T_m = 10982 \text{ N. mm}$$



**Figura 50: Mecanismo de arrastre en Working Model.**

**j) Diseño de Engranajes Cónicos.**

Se optó por este tipo de engranes puesto que los dos ejes se intersectan formando un ángulo de 90 grados y lo que se desea es simplemente cambiar la dirección del movimiento al momento de accionar la maquina, estos

engranes son a inglete lo que significa que tiene igual número de dientes, en consecuencia se realiza el diseño del engrane ya que el piñón es el mismo.

Datos iniciales:

$$d_e = 96 \text{ mm}$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$m = 2$$

Donde:

$d_e$ : *Diametro exterior*

$\phi$ : *Angulo de presion*

$m$ : *Modulo*

Una vez especificado los datos de inicio obtener todos parámetros necesarios para poder mecanizar los engranes.

Diámetro de paso se calcula mediante la Ec. 2.41.

$$d_e = d_p + 2m \quad \text{Ec. 2.41}$$

$$d_p = d_e - 2m$$

$$d_p = 96 - 2(2)$$

$$d_p = 92 \text{ mm}$$

Numero de dientes se calcula mediante la Ec. 2.42.

$$m = \frac{d_p}{N_p} \quad \text{Ec. 2.42}$$

$$N_p = \frac{d_p}{m}$$

$$N_p = \frac{92}{2}$$

$$N_p = 46 \text{ dientes}$$

Paso diametral se calcula mediante la Ec. 2.43.

$$P_d = \frac{N_p}{d_p} \quad \text{Ec. 2.43}$$

$$P_d = \frac{46 \text{ dientes}}{92 \text{ mm}} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right|$$

$$P_d = 12.7 \text{ dientes/in}$$

Con un módulo de 2 se normaliza el paso diametral Ec. 2.43 y el diámetro de paso Ec. 2.41:

$$P_d = 12 \text{ dientes/in}$$

$$d_p = \frac{N_p}{P_d}$$

$$d_p = \frac{46}{12} \text{ in} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right|$$

$$d_p = 97.3 \text{ mm}$$

Conjunto de engranes a inglete por lo tanto la relación de transmisión es 1 y se expresa mediante la Ec. 2.44.

$$\frac{N_G}{N_P} = 1 \quad \text{Ec. 2.44}$$

Angulo de paso del cono se calcula mediante la Ec. 2.45.

$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{N_G}{N_P} \right) \quad \text{Ec. 2.45}$$

$$\gamma = \tan^{-1}(1)$$

$$\gamma = 45^\circ$$

Distancia exterior en el cono se calcula mediante la Ec. 2.46.

$$A_0 = \frac{0.5(d_p)}{\sin \tau} \quad \text{Ec. 2.46}$$

$$A_0 = \frac{0.5(97.3 \text{ mm})}{\sin(45^\circ)}$$

$$A_0 = 68.8 \text{ mm}$$

Ancho de la cara nominal se calcula mediante la Ec. 2.47.

$$F_{nom} = 0.30A_0 \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$F_{nom} = 0.30(68.8)$$

$$F_{nom} = 20.64$$

Ancho máximo de la cara se calcula mediante la Ec. 2.48.

$$F_{max} = \frac{10}{P_d} \quad \text{Ec. 2.48}$$

$$F_{max} = \frac{10}{12} \text{ in} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right|$$

$$F_{max} = 21.16 \text{ mm}$$

Realizar un promedio del ancho de cara nominal y máximo para aproximar a un valor real mediante la Ec. 2.49.

$$F = \frac{F_{max} + F_{nom}}{2} \quad \text{Ec. 2.49}$$

$$F = \frac{21.16 + 20.64}{2}$$

$$F = 21 \text{ mm}$$

Distancia media en el cono se calcula mediante la Ec. 2.50.

$$A_m = A_0 - 0.5F \quad \text{Ec. 2.50}$$

$$A_m = 68.8 - 0.5(21)$$

$$A_m = 58.3 \text{ mm}$$

Relación  $A_m/A_0$

$$\frac{A_m}{A_0} = \frac{58.3}{68.8} = 0.85$$

Profundidad de trabajo se calcula mediante la Ec. 2.51.

$$h = \frac{2.00(A_m/A_0)}{12 \text{ dientes/in}} \quad \text{Ec. 2.51}$$

$$h = \frac{2.00(0.85)}{12 \text{ dientes/in}} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right|$$

$$h = 3.6 \text{ mm}$$

Holgura se calcula mediante la Ec. 2.52.

$$c = 0.125h \quad \text{Ec. 2.52}$$

$$c = 0.125(3.6)$$

$$c = 0.45 \text{ mm}$$

Profundidad total se calcula mediante la Ec. 2.53.

$$h_t = h + c \quad \text{Ec. 2.53}$$

$$h_t = 3.6 + 0.45$$

$$h_t = 4.05 \text{ mm}$$

Addendum se calcula mediante la Ec. 2.54.

$$a = c \cdot h \quad \text{Ec. 2.54}$$

$$a = 0.45(3.6) \text{ mm}$$

$$a = 1.62 \text{ mm}$$

Paso circular se calcula mediante la Ec. 2.55.

$$\rho = \frac{\pi(A_m/A_0)}{P_d} \quad \text{Ec. 2.55}$$

$$\rho = \frac{\pi(0.85)}{12} \text{ in} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right|$$

$$\rho = 5.65 \text{ mm}$$

Espesor del diente se calcula mediante la Ec. 2.56.

$$S = \frac{\rho}{2} \quad \text{Ec. 2.56}$$

$$S = \frac{5.65}{2}$$

$$S = 2.82 \text{ mm}$$

Radio medio se calcula mediante la Ec. 2.57.

$$R_m = \frac{d_p}{2} - \frac{F}{2} \sin \gamma \quad \text{Ec. 2.57}$$

$$R_m = \frac{92}{2} - \frac{21}{2} \sin(45^\circ)$$

$$R_m = 38.57 \text{ mm}$$

### k) Selección del material para los engranes con base en el esfuerzo.

El piñón y el engrane son del mismo material puesto que tienen el mismo número de dientes debido a su relación de transmisión. Se muestran engranados en la Figura 51.

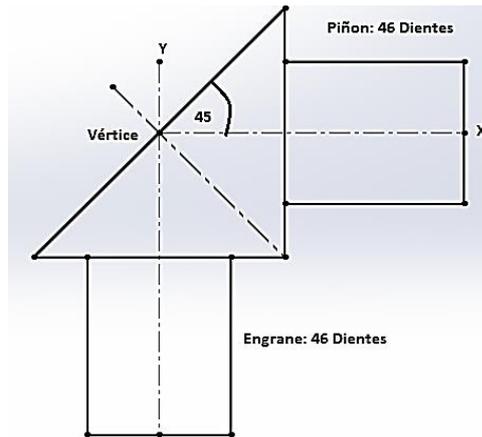


Figura 51: Piñón y engrane engranados.

Las direcciones de todas las fuerzas se muestran en la Figura 52.

Donde:

$W_t$ : Carga Tangencial

$W_x$ : Carga Axial

$W_r$ : Carga Radial

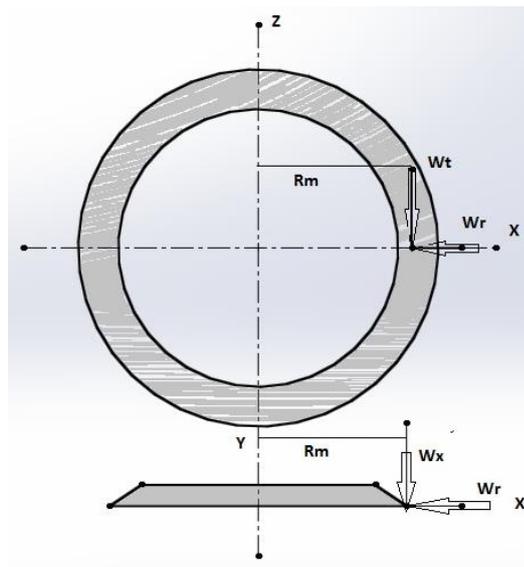


Figura 52: DCL en la superficie del cono.

Para un 1Hp y 45 rpm que brinda el motor se tiene un torque que se calcula mediante la Ec. 2.58.

$$T = \frac{63000 \cdot P}{n} \quad \text{Ec. 2.58}$$

$$T = \frac{63000(1)}{45 \text{ rpm}} \text{ Lb. in} \left| \frac{4.44 \text{ N} (25.4 \text{ mm})}{1 \text{ lb} (1 \text{ in})} \right|$$

$$T = 157.89 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

Donde:

$T$ : Torque

De acuerdo a los datos de las Figuras 51 y 52 determinar la fuerza tangencial que se calcula mediante la Ec. 2.59.

$$W_t = T \cdot \frac{1}{d_p/2} \quad \text{Ec. 2.59}$$

$$W_t = 157.89 \times 10^3 \cdot \frac{1}{92/2}$$

$$W_t = 157.89 \times 10^3 \cdot \frac{1}{92/2}$$

$$W_t = 3432.4 \text{ N}$$

Con la carga tangencial obtener la carga radial y axial que se calcula mediante la Ec. 2.60.

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad \text{Ec. 2.60}$$

$$W_r = 3432.4 \tan(20^\circ) \cos(45^\circ)$$

$$W_r = 883.38 \text{ N}$$

Ya que el ángulo de paso del cono es  $45^\circ$  la carga radial es la misma que la axial en magnitud más no en dirección.

$$W_r = W_x$$

Datos:

$K_O = 1.5$  (Factor de sobrecarga para choque moderado)

$K_S = 1$  (Factor de tamaño para un paso diamteral mayor que 5)

$K_m = 1.16$  (Factor de distribucion de carga para unidades comerciales de engranes a partir del ancho de cara nominal)

$K_B = 1$  (Factor de espesor de orilla para engranes solidos)

$K_V = 1.13$  (Factor dinamico de la exactitud del perfil del diente)

$J_p = 0.414$  (Factor de geometria, punto mas alto de contacto del diente)

Con estas especificaciones para engranes se calcula el esfuerzo en los dientes mediante la Ec. 2.61.

$$P_d = 0.47 \text{ dientes/mm}$$

$$S_{at} = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J_p} \cdot K_O \cdot K_S \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_V \quad \text{Ec. 2.61}$$

$$S_{at} = \frac{3432.4(0.47)}{21(0.414)} \cdot (1.5) \cdot (1) \cdot (1.16) \cdot (1) \cdot (1.13)$$

$$S_{at} = 364.84 \text{ MPa}$$

Donde:

$S_{at}$ : Esfuerzo admisible

$F$ : Ancho de la cara del engrane

Se determina el esfuerzo ajustado para cumplir con la condición de la Ec. 2.62, de la misma forma se seleccionan constantes de acuerdo a los requerimientos del diseñador.

$$S_t < S_{at} \quad \text{Ec. 2.62}$$

Donde:

$S_{at}$ : Esfuerzo flector admisible

Numero de ciclos de vida se calcula mediante la Ec. 2.63.

$$N_c = 60 \cdot L \cdot n \cdot q \quad \text{Ec. 2.63}$$

$$N_c = 60(20000) \cdot (45)(1)$$

$$N_c = 54 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Donde:

$L$ : vida de diseño para maquinas industriales

$n$ : numero de revoluciones

$q$ : numero de aplicaciones de carga por revolución

De acuerdo al número de ciclos se selecciona un factor de ajuste de vida de:

$$Y_N = 1.3$$

Una vez obtenidas las constantes de diseño se calcula el esfuerzo ajustado mediante la Ec. 2.64.

$$S_t = \frac{K_R \cdot S_F \cdot S_{at}}{Y_N} \quad \text{Ec. 2.64}$$

$$S_t = \frac{(1)(1)(364.84)}{1.3}$$

$$S_t = 280.64 \text{ Mpa}$$

Donde:

$Y_N$ : Factor de ajuste vida

$S_t$ : Esfuerzo flector ajustado

$K_R = 1$  (Factor de confiabilidad de 0.99)

$S_F = 1$  (Factor de seguridad decision de diseño)

Se verifica que el diseño cumple con la condición de la Ec. por lo tanto es un diseño seguro.

$$280.64 < 364.84$$

Con este valor de esfuerzo ajustado se determina una dureza de 330HB, por ende se procede a normalizar el  $S_{at}$  de acuerdo a la dureza encontrada determinando así un acero AISI 4340 con una resistencia a la tensión de 1180 MPa que es el recomendable para fabricar tanto el piñón como el engrane.

### **I) Diseño del eje de transmisión de movimiento.**

De acuerdo a la Figura 53 se determina las reacciones producidas por los rodamientos y el momento máximo sometido a flexión. Las distancias de ubicación de los componentes se imponen de acuerdo a las dimensiones de los mecanismos anteriormente seleccionados y a requerimientos de diseño, como por ejemplo; que los rodamientos no pueden estar muy separados ya que soportan las cargas y otra que los ejes deben ser lo más pequeños posibles para evitar fallas del material.

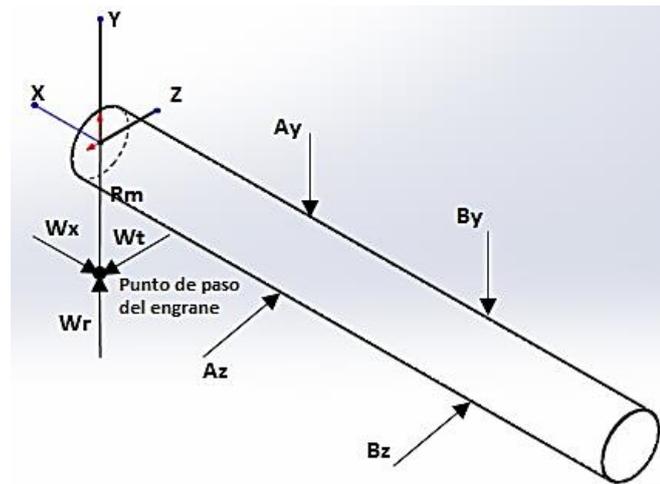


Figura 53: DCL de fuerzas que actúan en el eje.

Con el empleo del software MDSolids se obtienen las variables mencionadas en los planos que se denotan a continuación véase las Figuras 54 y 55.

### Plano XZ

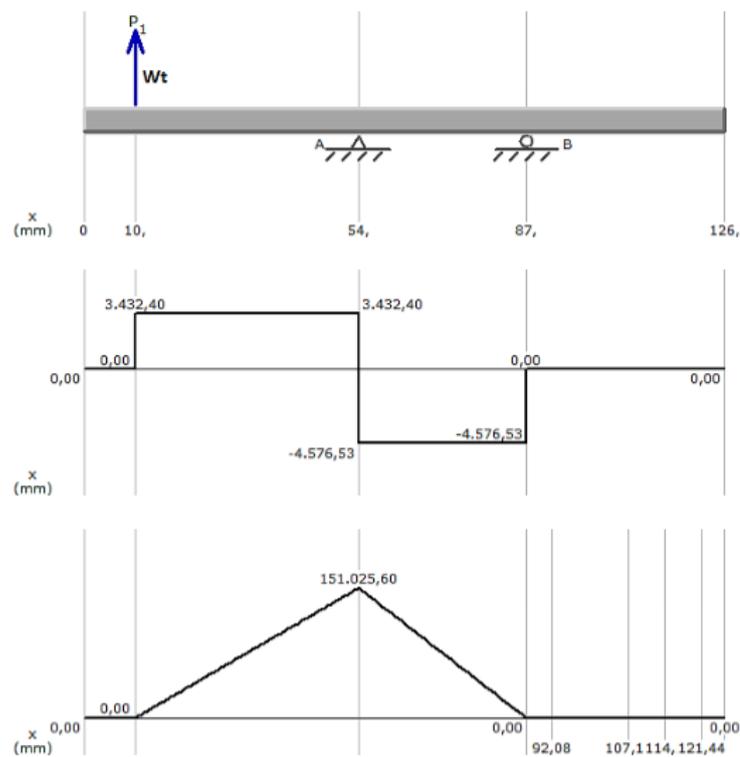


Figura 54: Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Reacciones

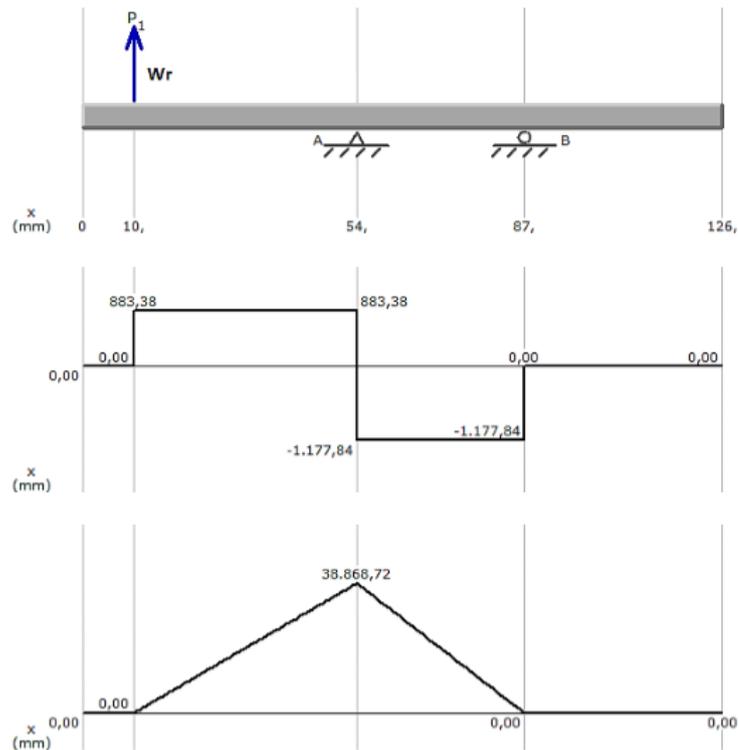
$$A_z = 8008.93 \text{ N}$$

$$B_z = 4576.53 \text{ N}$$

Momento Flector

$$M_z = 151.03 \text{ KN}\cdot\text{mm}$$

**Plano XY**



**Figura 55: Diagramas de fuerza cortante y momento flector.**

Reacciones

$$A_Y = 2061.22 \text{ N}$$

$$B_Y = 1177.84 \text{ N}$$

Momento Flector

$$M_Y = 36868.72 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

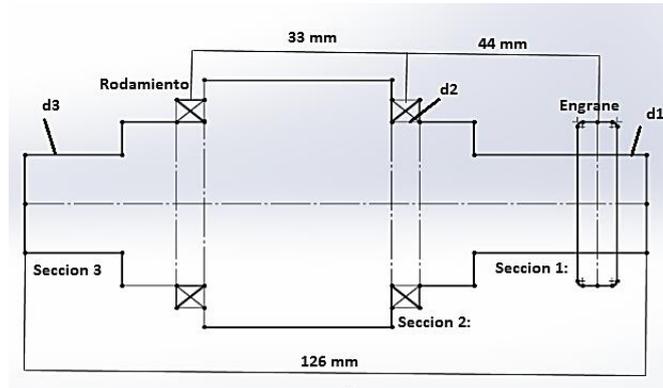
Una vez obtenido las reacciones y momentos flectores en cada plano calcular el momento máximo sometido a flexión en todo el eje y se calcula mediante la Ec. 2.65.

$$M_{max} = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}$$

**Ec. 2.65**

$$M_{max} = \sqrt{36868.72^2 + (151.03 \times 10^3)^2}$$

$$M_{max} = 155.46 \text{ KN}$$



**Figura 56: Diagrama del eje y sus componentes.**

De acuerdo a la Figura 56 se determinan los diámetros de cada sección.

En la sección 1 el momento flector es cero puesto que el engrane se ubica en un extremo libre del eje, solo existe una torsión a causa del torque de entrada. Para un acero de transmisión AISI 1040, del criterio de Goodman se tiene la Ec. 2.66:

$$d_1 = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[ \frac{[3(K_{fs}T)^2]^{1/2}}{S_y} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.66}$$

$$d_1 = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[ \frac{[3(3 \times 157890)^2]^{1/2}}{634} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_1 = 23.62 \text{ mm}$$

Donde:

$K_{fs} = 3$  (Factor de concentracion de esfuerzo para cuñero a torsion)

$S_y = 634 \text{ MPa}$  (Resistencia a la tensión AISI 1040)

$T$ : Torque de entrada

El límite de resistencia a la fatiga viene dado por:

$$S_e = 0.5S_y$$

$$S_e = 0.5(634)$$

$$S_e = 317 \text{ MPa}$$

La sección 2 es el lugar de los cojinetes donde existe flexión y torsión, por lo tanto se tiene la Ec. 2.67.

$$d_2 = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[ \frac{2K_f M_{max}}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T)^2]^{1/2}}{S_y} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.67}$$

$$d_2 = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[ \frac{2(1.7)(155460)}{317} + \frac{[3(1.5 \times 157890)^2]^{1/2}}{634} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_2 = 28.67 \text{ mm}$$

Donde:

$K_f = 1.7$  (Factor de concentracion de esfuerzo para cuñero a flexion)

$K_{fs} = 1.5$

$S_e$ : Limite de resistencia a la fatiga

En la sección 3 el momento flector es nulo porque está en un extremo libre del eje donde se ubica el mecanismo de arrastre dando paso a una concentración de torques, el de entrada que proviene de la transmisión de movimiento y el de dicho mecanismo, de este modo se tiene la Ec. 2.68:

$$d_3 = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[ \frac{[3(K_{fs} (T+T_m))^2]^{1/2}}{S_y} \right] \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.68}$$

$$d_3 = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[ \frac{[3(3x(157890 + 10982))^2]^{1/2}}{634} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d_3 = 24.15 \text{ mm}$$

Donde:

$T_m$ : Torque del mecanismo de arrastre

$K_{fs}$ : Factor de concentracion de esfuerzo para cuñero a torsión

De acuerdo a la norma DIN 323 para diámetros recomendados se normaliza a una cifra normativa R5, de esta manera el valor real de los diámetros es:

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

$$d_2 = 30 \text{ mm}$$

$$d_3 = 25 \text{ mm}$$

Una vez especificados los diámetros reales se determinan nuevos factores de seguridad en base al esfuerzo y al torsional de diseño para ejes, los cuales deben ser mayores que los planteados para que el diseño sea seguro.

Para el diámetro de la sección 1 se emplea el criterio de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos en un esfuerzo a torsión mediante la Ec. 2.69.

$$\sigma_{b1} = \left[ 3 \left( \frac{16K_f \cdot T}{\pi d_1^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 2.69}$$

$$\sigma_{b1} = \left[ 3 \left( \frac{16 \times 3(157890)}{\pi 25^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{b1} = 267.41 \text{ N/mm}^2$$

El criterio de falla de Goodman modificado está dado por la Ec. 2.70:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{b1}}{S_y} \quad \text{Ec. 2.70}$$

$$N = \frac{634}{267.41}$$

$$N = 2.37$$

En la sección 2 del diámetro normalizado hay esfuerzos combinados debido a flexión y torsión de ahí la siguiente Ec. 2.71:

$$\sigma_{max} = \left[ \left( \frac{32K_f \cdot M_{max}}{\pi d_2^3} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[ 3 \left( \frac{16K_f \cdot T}{\pi d_2^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 2.71}$$

$$\sigma_{max} = \left[ \left( \frac{32 \times 1.7(155460)}{\pi 30^3} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[ 3 \left( \frac{16 \times 1.5(157890)}{\pi 30^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = (99.70 + 77.38) \text{ N/mm}^2$$

Donde:

$$\sigma_{a2} = 99.70 \text{ N/mm}^2 \text{ (Flexión)}$$

$$\sigma_{b2} = 77.38 = \text{ N/mm}^2 \text{ (Torsión)}$$

Por criterio de falla de Goodman se establece la Ec. 2.71:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{a2} + \sigma_{b2}} \quad \text{Ec. 2.71}$$

$$N = \frac{634}{99.70 + 77.38}$$

$$N = 3.5$$

Del mismo modo que los dos casos anteriores, en la sección 3 se emplea el mismo criterio para determinar el factor de seguridad mediante la Ec. 2.69.

$$\sigma_{b3} = \left[ 3 \left( \frac{16K_{fs} \cdot (T + T_m)}{\pi d_3^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{b3} = \left[ 3 \left( \frac{16 \times 3(157890 + 10982)}{\pi 25^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{b3} = 286.01 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{b3}}{S_y}$$

$$N = \frac{634}{286.01}$$

$$N = 2.22$$

Para verificar que el diseño es seguro se verifica que los factores de seguridad de los diámetros normalizados son mayores que los propuestos en el diseño.

$$d_1: 2 \leq 2.37$$

$$d_2: 2 \leq 3.5$$

$$d_3: 2 \leq 2.22$$

Con el valor del diámetro dos de 30 mm se seleccionan los rodamientos. Cabe destacar que para mecanizar el eje el diseñador dimensiona el resto de diámetros del eje para que los cojinetes, el engrane y el mecanismo de arrastre puedan ser ensamblados y fijados, debido a estas circunstancias no es necesario calcular estos diámetros.

### 2.3.4 Eje de transmisión.

El eje de transmisión será el encargado de accionar los diferentes mecanismos para el funcionamiento de la máquina donde actúan cargas de acuerdo a la Figura 57 del diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.

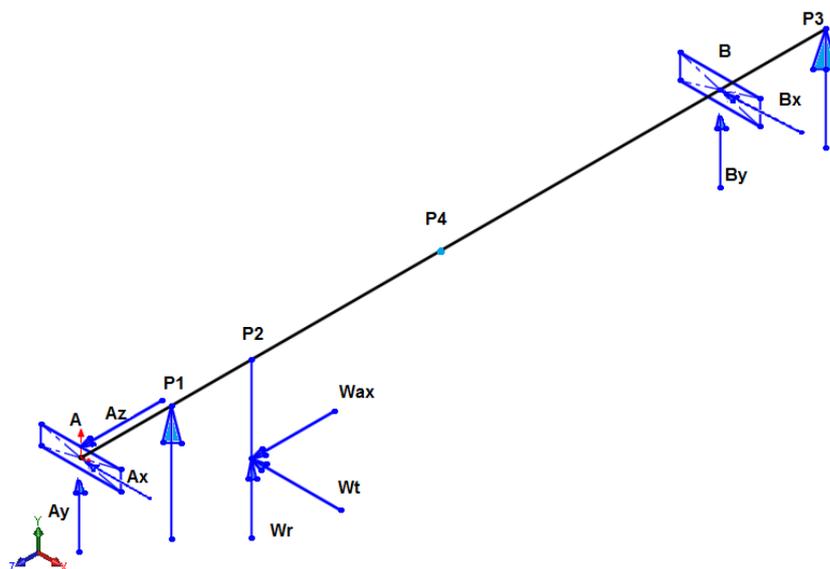


Figura 57: DCL eje de transmisión.

### Plano YZ

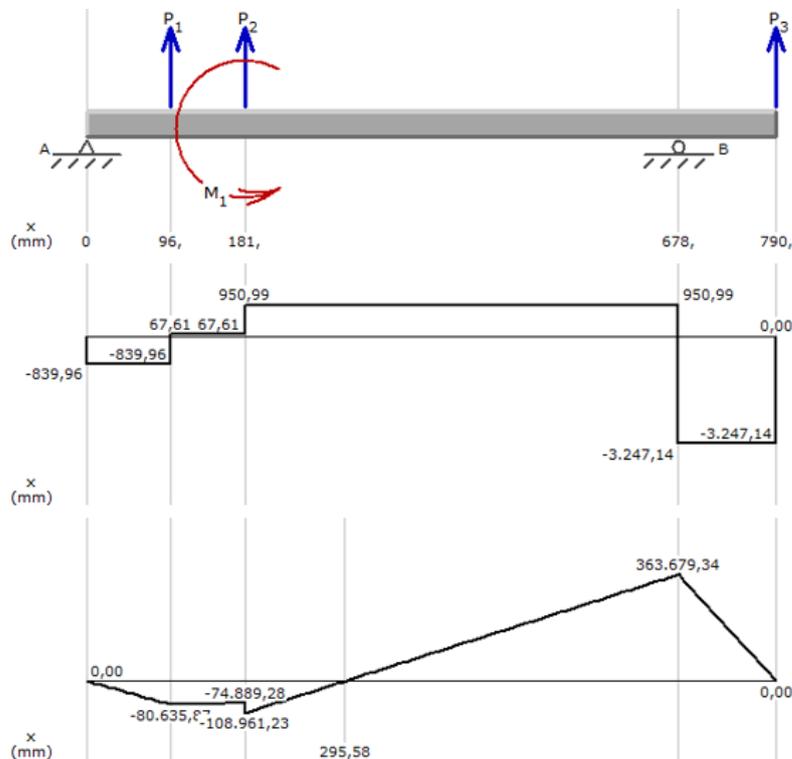


Figura 58: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

## Plano YX

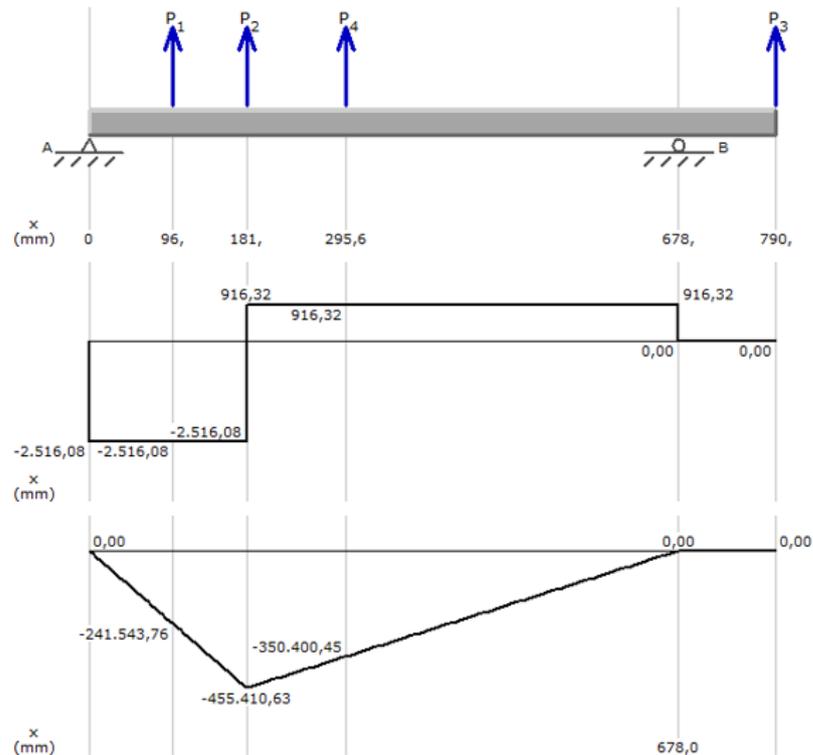


Figura 59: Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

De las Figuras 58 y 59 se obtiene los las fuerzas y momentos resultantes mediante la aplicación de Pitágoras, además se realiza el cálculo de los diámetros en cada punto.

Para el análisis Mott, (2006) sugiere en la página 543, suponer que “los esfuerzos de flexión son totalmente invertidos y repetidos por la rotación del eje y que la carga torsional es relativamente constante”, entonces con esta sugerencia el momento flector alternante  $M_a = M$  y  $M_m = 0$ , el esfuerzo torsor medio  $\tau_m = \tau$  y  $\tau_a = 0$  generando la Ec. 2.70 que es una expresión simplificada del criterio de energía de distorsión de ED-Goodman para el cálculo del diámetro en los diferentes puntos. El material a utilizar es el acero AISI 1040 con las siguientes características  $S_y = 634\text{Mpa}$  (92KSi) y  $S_u = 434$  (63Ksi).

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f M_a}{S_n'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{1/2}}{S_y} \right) \right\} \quad \text{Ec. 2.72}$$

Donde:

$N =$  Factor de seguridad.

$Sn'$ : Resistencia a la fatiga real estimada.  $Sn' = Sn(Cm)(Cst)(Cr)(Cs)$

$Sn$ : Resistencia a la fatiga modificada.  $Sn = 0.5 * Sy = 317 \text{ Mpa}$

$Cm$ : Factor de material.  $Cm = 1$

$Cst$ : Factor de tipo de esfuerzo.  $Cst = 1$

$Cr$ : Factor de confiabilidad.  $Cr = 0.81$

$Cs$ : Factor de tamaño.  $Cs = 0.88$

La Ec. 2.73. Se utiliza para el cálculo de la resistencia a la fatiga real estimada.

$$Sn' = Sn(Cm)(Cst)(Cr)(Cs) \quad \text{Ec. 2.73}$$

$$Sn' = 317(1)(1)(0.81)(0.88)$$

$$Sn' = 225.957 \text{ MPA}$$

En la Tabla 7.1 de Shigley se tiene factor de concentración de esfuerzos a flexión  $Kt = 1.7$  y a torsión  $Kts = 1.5$ . Obteniendo los factores de concentración de esfuerzos a fatiga a flexión y  $Kf = 1.4$  y a torsión  $Kfs = 1.44$ .

#### PUNTO A

$$MPA = \sqrt{MPAz^2 + MPAx^2}$$

$$VPA = \sqrt{VPAz^2 + VPAx^2}$$

$$MPA = \sqrt{0^2 + 0^2}$$

$$VPA = \sqrt{839.96^2 + 2516^2}$$

$$MPA = 0 \text{ N mm}$$

$$VPA = 2652.582 \text{ N}$$

En el punto A es necesario utilizar el teorema de Pitágoras para calcular las resultantes que tiene una chumacera que soporta un extremo de un eje por tanto no transmite potencia y además el momento flector  $MPA = 0$ , pero está sujeta a una fuerza cortante  $VPA = 2652.582 \text{ N}$  por tanto esta fuerza será el parámetro de diseño, de acuerdo a (Mott, R. 2006 Pg. 545,174-177) la Ec. 2.74 será útil para el cálculo del diámetro.

$$D = \sqrt{\frac{(2.94Kt(V)N)}{Sn'}}$$

**Ec. 2.74**

Donde:

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos a flexión.  $k_t = 2.5$

$V$ : Fuerza cortante en el punto de análisis.  $V = VPA = 2652.582 \text{ N}$

$N$ : Factor de seguridad.  $N = 2$

Ahora se calcula el diámetro

$$D = \sqrt{\frac{((2.94)2.5(2652.582)2)}{225.957}}$$

$$D = \sqrt{273.51 \text{ mm}^2}$$

$$D = 13.136 \text{ mm}$$

### Punto P1

$$MP1 = \sqrt{MP1z^2 + MP1x^2}$$

$$MP1 = \sqrt{80635^2 + 241543^2}$$

$$MP1 = 254647.857 \text{ N mm}$$

En P1 se tiene una leva que ejerce un par de torsión de  $\tau_m = 14040 \text{ N mm}$  que fue hallado en el análisis de la excéntrica de sellado vertical y un momento flector resultante  $Ma = MP1 = 254647.857 \text{ N mm}$

Se reemplaza  $\tau_m = 14040 \text{ N mm}$  y  $Ma = 254647.857$  en la Ec. 2.75.

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f Ma}{S_n'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{1/2}}{S_y} \right) \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.75}$$

$$D = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(1.4)254647.857}{225.957} + \frac{[3(1.44(14040))^2]^{1/2}}{634} \right) \right\}^{1/3}$$

$$D = \{9.16 * 3210.75\}^{1/3}$$

Para estandarizar estos valores se utiliza la Tabla-17 de valores preferidos del apéndice A de Shigley.

$$D = 32 \text{ mm}$$

**PUNTO P2**

$$MP2 = \sqrt{MP2z^2 + MP2x^2}$$

$$MP2 = \sqrt{108961.23^2 + 455410.63^2}$$

$$MP2 = 468264.23 \text{ N mm}$$

En P2 se tiene una engrane cónico que ejerce un par de torsión de  $\tau_m = 10982 \text{ N mm}$  que fue hallado en el análisis del mecanismo de arrastre y un momento flector resultante  $Ma = MP2 = 468264.23 \text{ N mm}$ . Se reemplaza  $\tau_m = 10982 \text{ N mm}$  y  $Ma = 468264.23 \text{ N mm}$  en la Ec. 2.76.

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f Ma}{S_n'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{1/2}}{S_y} \right) \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.76}$$

$$D = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(1.4)468264.23}{225.957} + \frac{[3(1.44(10982))^2]^{1/2}}{634} \right) \right\}^{1/3}$$

$$D = \{5.60 * 5845.81\}^{1/3}$$

$$D = 31.98 \text{ mm}$$

Para estandarizar los valores se utiliza la Tabla-17 de valores preferidos del apéndice A de Shigley.

$$D = 32 \text{ mm}$$

**PUNTO P4**

$$MP4 = \sqrt{MP4z^2 + MP4x^2}$$

$$MP4 = \sqrt{0^2 + 350400.45^2}$$

$$MP4 = 350400.45 \text{ N mm}$$

En P4 se tiene un cambio de sentido el diagrama de momento de flexión donde es necesario un análisis y se encuentra sometido a las siguientes condiciones existe un par de torsión de  $\tau_m = 10982 \text{ N mm}$  que fue hallado en el análisis del mecanismo de arrastre y un momento flector resultante  $Ma = MP4 = 350400.45 \text{ N mm}$ .

Se reemplaza  $\tau_m = 10982$  y  $MP4 = 350400.45 \text{ N mm}$  en la Ec. 2.77.

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f Ma}{Sn'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{1/2}}{Sy} \right) \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.77}$$

$$D = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(1.4)350400.45}{225.957} + \frac{[3(1.44(10982))^2]^{1/2}}{634} \right) \right\}^{1/3}$$

$$D = \{6.62 * 4385.274\}^{1/3}$$

$$D = 30.735 \text{ mm}$$

Para estandarizar los valores se utiliza la Tabla-17 de valores preferidos del apéndice A de Shigley.

$$D = 31 \text{ mm}$$

### PUNTO B

$$MPB = \sqrt{MPBz^2 + MPBx^2}$$

$$MPB = \sqrt{363679.34^2 + 0^2}$$

$$MPB = 363679.34 \text{ N mm}$$

El punto B tiene un par de torsión de  $\tau_m = 155842 \text{ N mm}$  que fue hallado en el análisis del mecanismo de arrastre y un momento flector resultante  $Ma = MPB = 363679.34 \text{ N mm}$ . Se reemplaza  $\tau_m = 155842 \text{ N mm}$  y  $MP3 = 363679.34 \text{ N mm}$  en la Ec. 2.78.

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f Ma}{Sn'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{1/2}}{Sy} \right) \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 2.78}$$

$$D = \left\{ \frac{16(1.8)}{\pi} \left( \frac{2(1.4)363679.34}{225.957} + \frac{[3(1.44(155842))^2]^{1/2}}{634} \right) \right\}^{1/3}$$

$$D = \{6.11 * 5119.7\}^{1/3}$$

$$D = 31.51 \text{ mm}$$

Para estandarizar estos valores se utiliza la Tabla-17 de valores preferidos del apéndice A de Shigley.

$$D = 32 \text{ mm}$$

**PUNTO P3**

$$MP3 = \sqrt{MP3z^2 + MP3x^2}$$

$$MP3 = \sqrt{0^2 + 0^2}$$

$$MP3 = 0 \text{ N mm}$$

En P4 se tiene un cambio de sentido el diagrama de momento de flexión donde es necesario un análisis y se encuentra sometido a las siguientes condiciones existe un par de torsión de  $\tau_m = 130820 \text{ N mm}$  que fue hallado en el análisis del mecanismo de arrastre y un momento flector resultante  $Ma = MP3 = 0 \text{ N mm}$ . Se reemplaza  $\tau_m = 130820 \text{ N mm}$  y  $MP3 = 0 \text{ N mm}$  en la Ec. 2.79.

$$D = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left( \frac{2K_f Ma}{Sn'} + \frac{[3(K_{fs}\tau_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{Sy} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. 2.79}$$

$$D = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( 0 + \frac{[3(3(10982))^2]^{\frac{1}{2}}}{634} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \{10.18 * 1072.177\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 22.186 \text{ mm}$$

Para estandarizar estos valores se utiliza la Tabla-17 de valores preferidos del apéndice A, (Budynas & Keith, 2008).

$$D = 25 \text{ mm}$$

**2.3.5 Reductor.**

El par de torsión calculado en las secciones 2.3.1, 2.3.2 y 2.3.3 para las diferentes cargas que va a mover el eje son:

$$\text{Torque de la leva de sellado vertical: } Tv = 14.040 \text{ N - m}$$

$$\text{Torque del mecanismo de arrastre: } Ta = 10.982 \text{ N - m}$$

$$\text{Torque de la leva de sellado y corte horizontal: } Th = 130.820 \text{ N - m.}$$

El torque necesario que debe entregar al sistema de transmisión es la suma de los tres torques dando como torque total  $Tt = 155.842 N - m$ .

Para conocer la potencia en HP se utiliza la Ec. 2.11

$$P = T * n$$

$$P = 155.842 * 45 * \frac{2\pi}{60}$$

$$P = 734.39 W \left( \frac{1HP}{746W} \right)$$

$$P = 0.98 HP$$

El sistema tiene cargas medianas el factor de servicio a utilizar es de 1.25 dando la nueva potencia del sistema de transmisión de 1.23 HP; este valor es útil para la selección del reductor mecánico de velocidad.

El reductor mecánico de velocidad será el encargado de reducir la velocidad a una tasa fija dependiendo de la relación de reducción. Como los motores en el mercado viene en velocidades superiores a los 1650 rpm, por motivo de cálculo se utilizara 1800 rpm y además la producción de la enfundadora es de 45 fundas/min, se obtiene una relación de reducción de 40:1.

La relación de transmisión, la velocidad y la potencia son necesarios para la selección del reductor, en bodega existe un reductor C Type Worm Gear Reducer WPO SHAFT DIRECTION que se ajusta a los requerimientos y se muestra en la Figura 60.

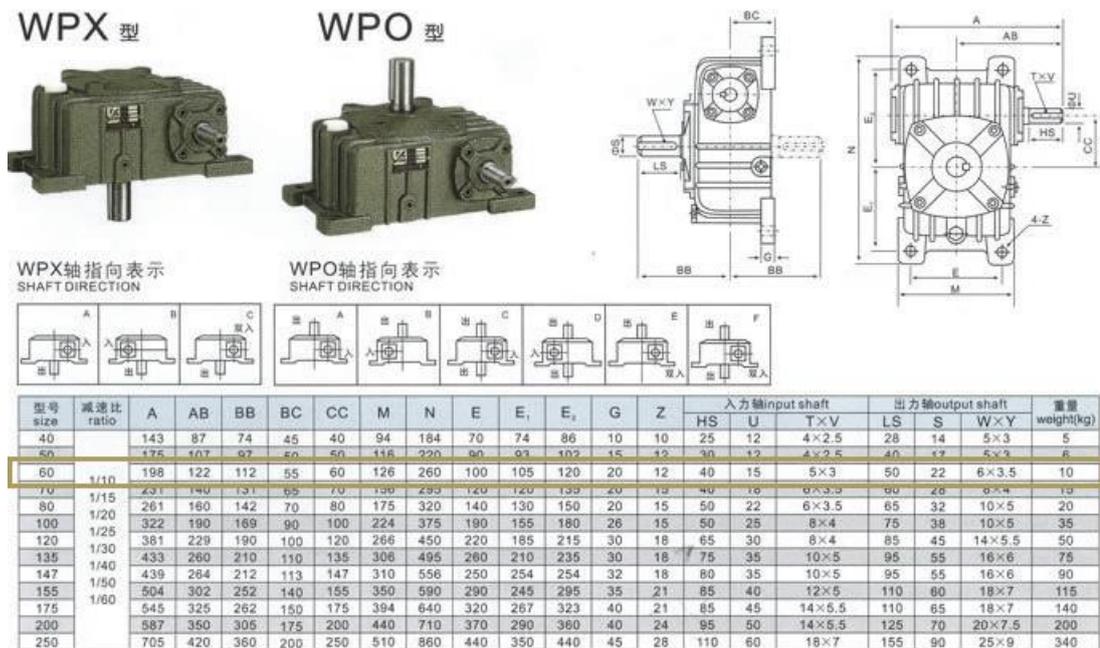
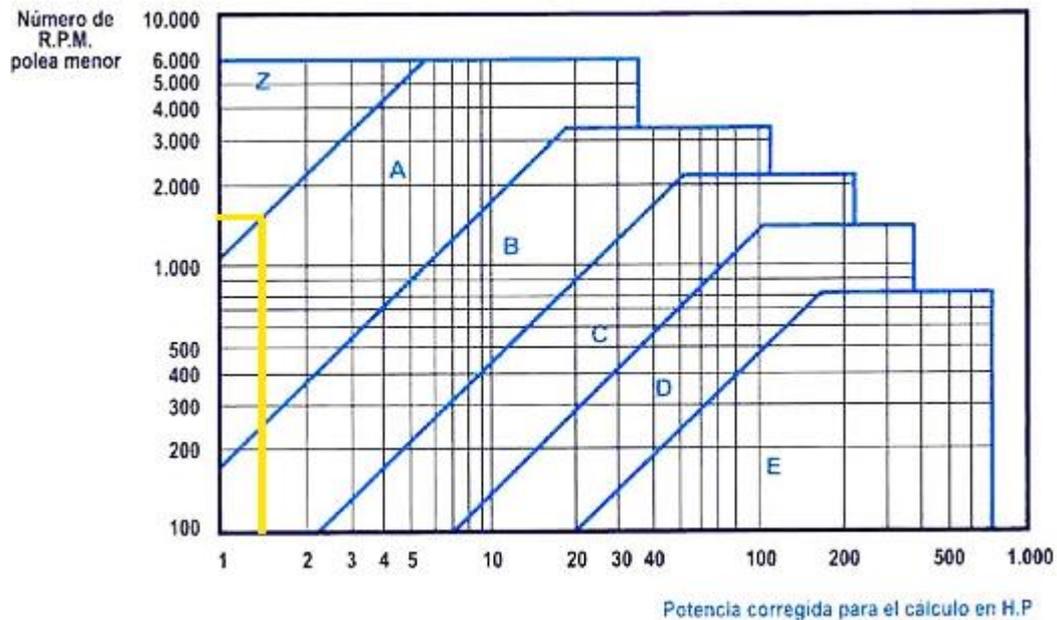


Figura 60: Especificaciones del reductor.

Fuente: (Weiku, 2015)

### 2.3.6 Banda de transmisión.

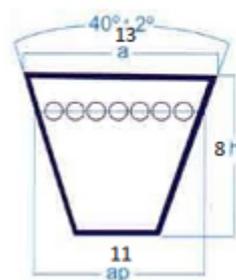
Una vez seleccionado el reductor es necesario una transmisión por banda de relación 1:1 ya que el reductor tiene la capacidad de reducción y actúa de manera eficiente. Las pérdidas producidas en el reductor debido a la eficiencia que tiene este es del 98% y de la banda del 97% dan una potencia necesaria del motor de 1.29HP. Con base en los datos del motor en la sección 2.4.1 se puede seleccionar el tipo de banda trapezoidal a utilizar y se muestra en la Figura 61.



**Figura 61: Gráfica para seleccionar la banda.**

**Fuente:** (Ingemecanica, 2015)

De acuerdo a la Figura 61 se tiene las especificaciones de las dimensiones que se muestran en la Figura 62 de la banda tipo A que es la zona donde se entrecruza los valores.



Cuadro de identificación		
Sección de banda	Ancho superior	Profundidad
3L	3/8"	7/32"
4L	1/2"	5/16"
5L	21/32"	3/8"
A	1/2"	5/16"
B	21/32"	7/16"
C	7/8"	17/32"
3V	3/8"	5/16"
5V	5/8"	17/32"
8V	1"	29/32"

**Figura 62: Dimensiones de la sección de la banda.**

**Fuente:** (Ingemecanica, 2015)

La longitud de la banda viene determinada por la Ec. 2.80 y se aplica para tener la especificación final de la banda (Emerson, 2010).

$$L = 2C + 1.57(D + d)$$

**Ec. 2.80**

$L =$  Longitud de paso de la banda

$C =$  Distancia entre centros = 11.81"

$D =$  Diámetro de la polea grande = 3"

$d =$  Diámetro de la polea pequeña = 3"

Resolviendo la Ec. 2.80 tenemos una longitud  $L=33.04$ "

La banda que se requiere es la 4L33

### 2.3.7 Rodamientos.

Los rodamientos de la maquina serán seleccionados en base a las cargas, diámetros de los diferentes ejes y la velocidad de 45 Rpm.

#### a) Rodamiento tipo chumacera.

Para el empotramiento del eje de transmisión es necesario utilizar una chumacera por tanto se basa en las cargas existentes en el punto que fueron calculadas en la sección 2.3.4 y son:

**Carga axial:** solo existe la carga que ejerce el engrane cónico por tanto:

$$Carga\ axial = 883.38\ N$$

**Carga radial:** Radial ZY + Radial en XY, como las cargas se encuentran en diferentes planos debemos aplicar el teorema de Pitágoras para encontrar su módulo.

$$Carga\ radial = \sqrt{839.957^2 + 2516.081^2}$$

$$Carga\ radial = 2652.58\ N$$

Esta sección del eje está expuesta a cargas pesadas, impactos y desviación del eje; debido a que existen levas por lo tanto, lo más adecuado son chumaceras de piso autoalineables y se especifica en la Figura 63.

Principal dimensions			Basic load ratings		Attainable speeds		Designation
d	D	H	dynamic	static	Grease lubrication	Oil-air lubrication	
mm			C	C <sub>0</sub>	r/min		
25	62	17	28,5	71	8000	9500	BSA 305 C

The technical drawing shows a cross-section of a bearing with the following dimensions:  $d = 25$ ,  $D = 62$ ,  $H = 17$ ,  $C = 28,5$ ,  $C_0 = 71$ ,  $r_{1,2 \text{ min}} = 1$ ,  $D_2 = 53$ ,  $d_1 = 39,9$ ,  $d = 25$ ,  $d_2 = 46$ ,  $D_1 = 46,1$ ,  $a = 52$ ,  $D_a \text{ max} = 57$ ,  $d_a \text{ min} = 34$ ,  $d_b \text{ min} = 34$ ,  $D_b \text{ max} = 57$ , and  $r_a \text{ max} = 1$ .

	Preload class	
	A	B
Preload <sup>1)</sup> [N]	2150	4300
Frictional moment <sup>1)</sup> [Nm] (guideline value)	0,12	0,21
Static axial stiffness <sup>1)</sup> [N/ $\mu\text{m}$ ] (guideline value)	870	1110

Max. axial load carrying capacity (guideline value): 22,8  
Reference grease quantity [cm<sup>3</sup>]: G<sub>ref</sub> 2,4

<sup>1)</sup> Values apply to unmounted bearing set with two bearings arranged back-to-back or face-to-face

**Figura 63: Especificaciones del rodamiento.**

Fuente: (Skf, 2015)

**b) Rodamiento seguidor del perfil de leva del sellado vertical.**

La selección del rodamiento del seguidor de la leva de sellado vertical se realiza con la fuerza que ejerce la leva siendo esta:

$$Carga \text{ radial} = 907.564 \text{ N}$$

Esta sección del eje está expuesta a cargas pesadas, impactos que se producen en el momento de sellar por lo tanto, lo más adecuado son rodamientos de bolas de una hilera y debido al radio de curvatura del perfil de la leva se recomienda un diámetro del seguidor mayor a 60mm.

**c) Rodamiento seguidor del perfil de leva del sellado horizontal.**

La selección del rodamiento del seguidor de la leva de sellado horizontal se realiza con la fuerza que ejerce la leva siendo esta:

$$Carga\ radial = 3247.137\ N$$

Esta sección del eje está expuesta a cargas pesadas, impactos que se producen en el momento de sellar por lo tanto, lo más adecuado son rodamientos de bolas de una hilera y debido al radio de curvatura del perfil de la leva se recomienda un diámetro del seguidor mayor a 60mm.

### 2.3.8 Bastidor.

Con el uso del software SolidWorks 2015 se efectuó un análisis estático del armario de la enfundadora de doble conducto, los materiales empleados son hierro gris para los componentes que conforman el chasis y acero inoxidable 304 para el armario.

Las cargas aplicadas son distribuidas; en el techo del armario debido al peso del tanque de dosificación, en el chasis debido al peso del sistema de movimiento y el peso del motor, adicionalmente se emplea la fuerza de sellado vertical de 620 N y la fuerza de sellado horizontal 3.2 KN, como indica la Figura 64.

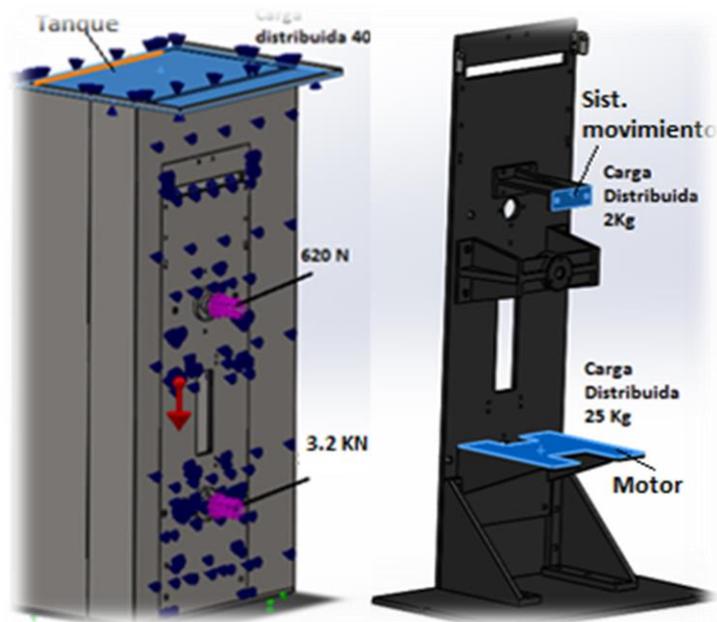
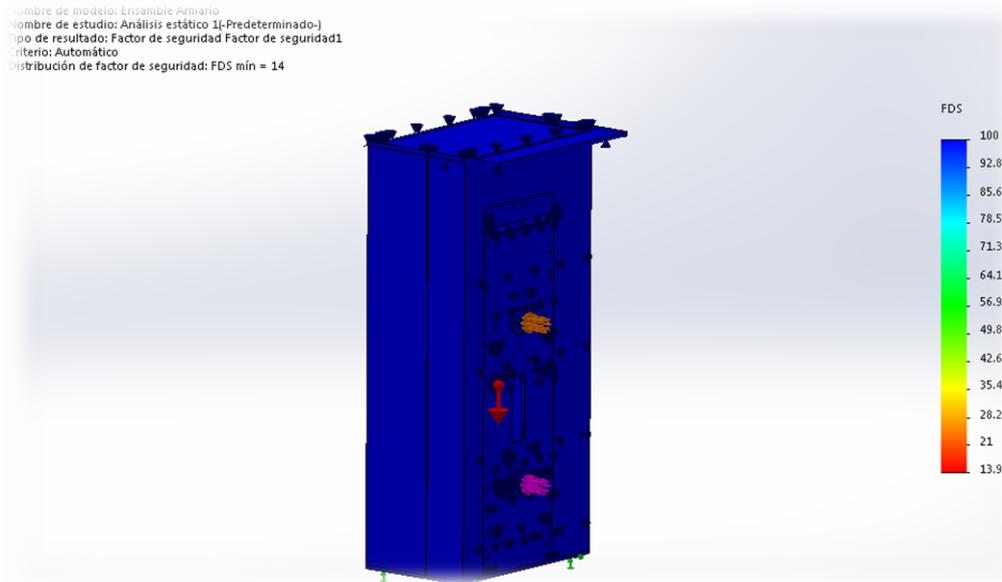


Figura 64: Armario y bastidor de la enfundadora.

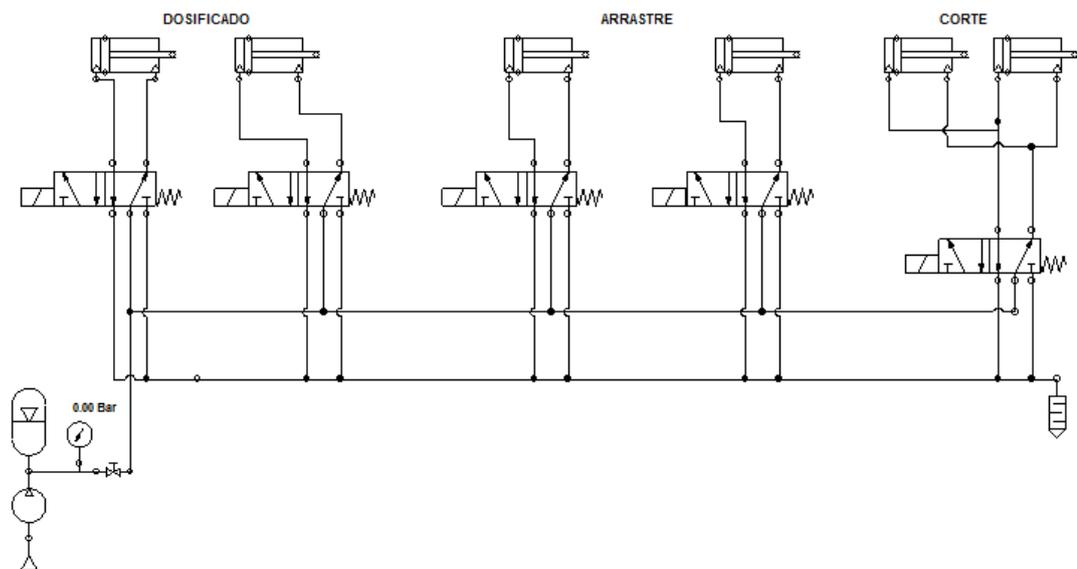
Como indica la Figura 65, de acuerdo al factor de seguridad mínimo de 14 se verifica que el armario va a soportar las cargas asignadas por lo tanto se asegura que el bastidor soporta las cargas a las que será expuesto.



**Figura 65: Maquina enfundadora vista frontal.**

### 2.3.9 Sistema neumático.

Los sistemas de accionamiento neumático son: las mordazas de arrastre y el mecanismo de pre-corte y corte, en la Figura 66 indica el diagrama neumático de la enfundadora.



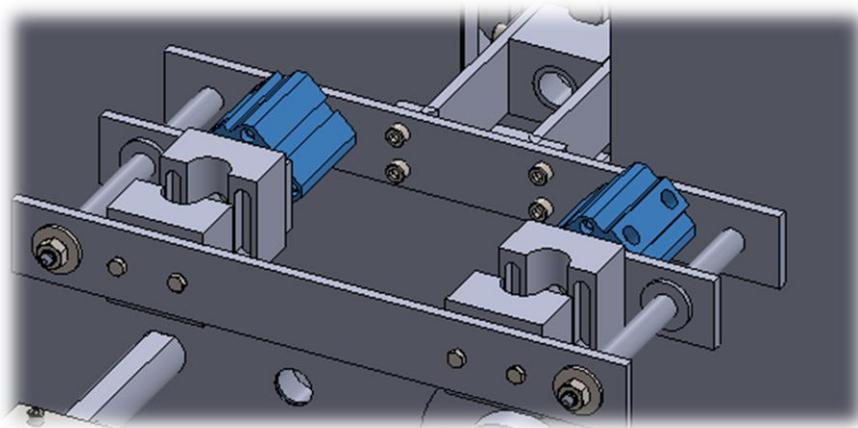
**Figura 66: Diagrama neumático de la enfundadora.**

**a) Dosificador.**

El sistema de dosificado se constituye por dos electroválvulas de accionamiento independiente y es un sistema de acción gravimétrica, que consta de un recipiente de 10 litros que se encuentra en la parte superior de la enfundadora que es llenado constantemente de líquido de la fuente.

**b) Mordazas.**

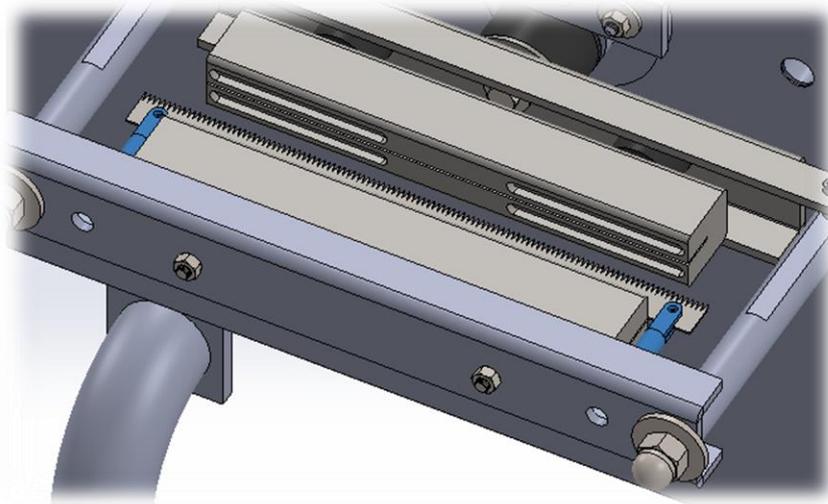
Las mordazas serán accionadas independientemente mediante dos cilindros neumáticos que arrastraran el polipropileno hasta la longitud ideal como indica la Figura 67. De acuerdo a las dimensiones del mecanismo de arrastre se tiene que los cilindros de las mordazas permiten una carrera de 40 mm y un diámetro en el embolo de 50 mm que aseguran un agarre ideal para realizar el arrastre.



**Figura 67: Mordazas de arrastre.**

**c) Mecanismo de pre-corte y corte.**

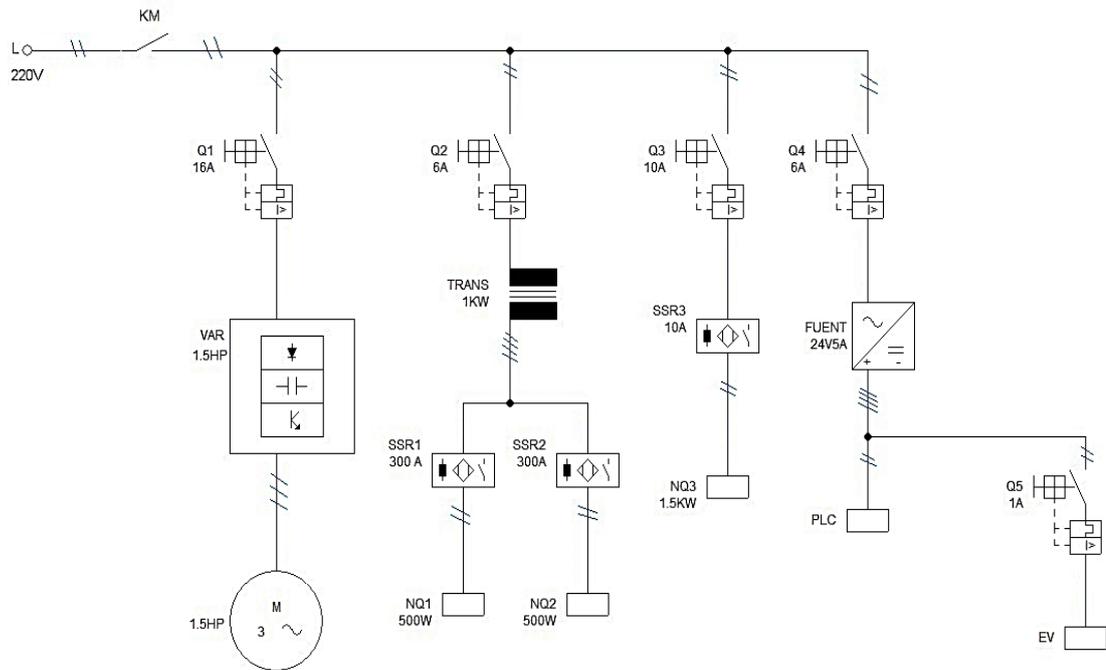
El mecanismo de pre-corte y corte va en la prensa de sellado horizontal ver la Figura 68, es accionado por dos cilindros con una carrera de 23 mm y con un diámetro de embolo de 20 mm, con estas dimensiones se tiene la fuerza necesaria para el pre-corte y corte del polipropileno.



**Figura 68: Mecanismo de pre-corte y corte.**

#### **2.4 Diseño del sistema eléctrico.**

El sistema eléctrico está constituido por, un motor con su respectivo variador de frecuencia que moverá el eje donde se encuentran los mecanismos de sellado vertical como horizontal y de arrastre, un transformador para alimentar a las niquelinas, dos niquelinas de impulso que sellaran verticalmente las fundas luego de pasar por el formador y una resistencia para el sellado horizontal a temperatura constante como muestra la Figura 69.



**Figura 69: Diagrama unifilar.**

Los diferentes elementos de protección (Q) y accionamiento de los elementos eléctricos serán dimensionados de tal manera que el funcionamiento de la máquina enfundadora sea segura y confiable para su óptima operación.

#### 2.4.1 Motor.

El motor (M) estándar que más se aproxima a la potencia para el motor requerida que fue calculada en la sección 2.3.5 es de 1.5 HP por tanto se selecciona el siguiente motor 1LA7083-4YA60 de Siemens con características mostrada en la Tabla 12.

Tabla 12:

**Características del motor trifásico.**

<b>Motor 1LA7083-4YA60</b>	
<b>Velocidad</b>	1650 Rpm
<b>Polos</b>	4
<b>Alimentación</b>	Trifásica, 220YY 440 Y
<b>Potencia</b>	1.5 Hp
<b>n</b>	65.9 %
<b>F<sub>s</sub></b>	1.15
<b>I<sub>n</sub></b>	5 A
<b>IP</b>	55
<b>Frecuencia</b>	60hz
<b>Factor de potencia</b>	0.89
<b>Peso</b>	9.3 Kg
<b>Temperatura</b>	-15° a 40° C
<b>Torque</b>	11.5 N-m

**Fuente:** (Siemens, Industry Siemens, 2015)

**2.4.2 Variador de frecuencia.**

En el proceso de enfundado es necesario controlar la cantidad a producir y la calidad de sellado de las fundas en un determinado tiempo, por lo que se emplea un variador de frecuencia (VAR) que se muestra en la Figura 70 para el control de la velocidad, de acuerdo con la potencia del motor de 1.5 HP y una corriente 5A se selecciona un variador con las siguientes características como indica la Tabla 13.

**Figura 70: Variador de frecuencia.**

**Fuente:** (Siemens, Industry Siemens, 2015)

**Tabla 13:****Características del variador de frecuencia.**

<b>Variador de frecuencia</b>				
Tipo	Potencia del motor		Corriente de entrada (A)	Corriente de salida (A)
	HP	KW		
	1.5	1.1	14.7	6
Frecuencia de salida	Tensión de alimentación	Tipo de protección	Temperatura de operación	Factor de sobrecarga
0-650 Hz	220 V	IP 20	Máxima 40 °C	150% - 60 seg
Entradas digitales	Salidas digitales	Entradas analógicas		
3	1 (24 VDC)	1 (0-10 VDC utilizable como 4 <sup>ta</sup> entrada digital)		

**Fuente:** (Siemens, Catalogo Siemens, 2015)

**a) Protección del variador de frecuencia.**

Con la corriente de entrada 14.7A del variador se dimensiona un interruptor termomagnético con una capacidad de 110% (Enriquez, 1993), dando una corriente de 16.17A y se selecciona uno que disponga de una capacidad a la especificada y de acuerdo a la disponibilidad en el mercado es un breaker de 16A.

**2.4.3 Transformador.**

Una norma general para soldar plásticos recomienda usar  $0.5W/mm^2$  que es una relación entre la potencia necesaria P y el área a soldar A (Martínez, 2003); en el caso de la soldadura vertical de la enfundadora se tiene una superficie a soldar de longitud 200 mm y ancho 4.5 mm y como es de doble sellado se tiene un ancho total de 9 mm, utilizando la Ec. 2.81 se encuentra la potencia necesaria:

$$A = b * h \quad \text{Ec. 2.81}$$

$$A = 9 * 200$$

$$A = 1800 \text{ mm}^2$$

Potencia necesaria:

$$P = 0.5W/mm^2 * 1800mm^2$$

$$P = 900 W$$

La potencia para el transformador es escalada a 1Kw debido a disponibilidad y las diferentes perdidas que se producen.

#### 2.4.4 Niquelina eléctrica de sellado vertical.

La potencia de 1kW se utiliza para encontrar la corriente en el bobinado secundario donde se conecta la niquelina de nicromo con:

Resistividad eléctrica del material  $\rho = 1.12\Omega * \frac{mm^2}{M}$ .

Una longitud  $l = 470mm$ .

Sección  $S = 5 * 0.2 = 1 mm^2$

La Ec. 2.82 para encontrar la resistencia de la niquelina:

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad \text{Ec. 2.82}$$

$$R = 1.12 * \frac{0.47}{1}$$

$$R = 0.526 \Omega$$

La corriente viene expresada por la Ec. 2.82:

$$I = \sqrt{P/R} \quad \text{Ec. 2.83}$$

$$I = \sqrt{1000/0.526}$$

$$I = 43.6 A$$

Donde el voltaje secundario está dada por la Ec. 2.84.

$$V = I * R \quad \text{Ec. 2.84}$$

$$V = 43.6 * 0.526$$

$$V = 23V$$

### a) Protección del transformador en función de la carga.

Para la protección del transformador saber la corriente de alimentación al transformador es necesario. El voltaje en el primario es de 220 V y de la sección 2.4.4 el voltaje en el secundario es de 23 V. Entonces se necesita un transformador con relación de transformación que es expresada por la Ec. 2.85.

$$m = \frac{V_p}{V_s} \quad \text{Ec. 2.85}$$

$$m = \frac{220}{23}$$

$$m = 9.56$$

El transformador para el sistema de sellado tiene las siguientes especificaciones:

Potencia 1Kw.

Alimentación 220 V.

Relación de transformación 9.56.

Se utiliza la fórmula de potencia que viene expresada por la Ec. 2.86.

$$P = V * I \quad \text{Ec. 2.86}$$

$$I = 1000W/220V$$

$$I = 4.54A$$

La protección termomagnético con una capacidad del 125% (Enriquez, 1993), da un valor de 5.62 A y se escala a la más cercana de 6 A.

#### 2.4.5 Resistencia térmica de sellado horizontal.

Una norma general para soldar plásticos recomienda usar  $0.5W/mm^2$  que es una relación entre la potencia necesaria P y el área a soldar A (Martínez, 2003); en el caso de la soldadura horizontal de la enfundadora se tiene una superficie a soldar que se calcula mediante la Ec. 2.87, de longitud 70 mm y ancho 10 mm y como son doble sellado sería una longitud total de 140 mm, utilizando la expresión se encuentra la potencia necesaria:

$$A = b * h \quad \text{Ec. 2.87}$$

$$A = 140 * 10$$

$$A = 1400 \text{ mm}^2$$

Potencia necesaria:

$$P = 2 * 0.5W/mm^2 * 1400mm^2$$

$$P = 1400 \text{ W}$$

La potencia de la resistencia térmica se escala a 1.5Kw debido a disponibilidad y las diferentes pérdidas que se producen.

#### a) Protección de la resistencia térmica.

Con la Ec. 2.86 de la potencia se encuentra la corriente de alimentación de la resistencia.

$$P = V * I$$

$$I = 1500W/220V$$

$$I = 6.8 \text{ A}$$

La protección de la resistencia térmica que consume 6.8A debe tener una capacidad del 100% (Enriquez, 1993), dando una protección termomagnético aproximada de 6A.

#### 2.4.6 Fuente de poder del sistema de control.

La fuente de poder para los dispositivos que son alimentados con 24 VDC se dimensiona a partir de la corriente a consumir, por lo que es necesario conocer la intensidad de corriente que consume cada elemento, de acuerdo a la Tabla 14.

Tabla 14:

Corriente consumida por los diversos componentes.

Cantidad	Dispositivo	Corriente Consumida unitaria (mA)	Corriente total consumida (mA)
2	Módulo de entrada	90	180
3	Módulo de salida	200	600
2	Módulo de termocupla	200	400
1	Módulo EtherCAT	70	70
1	Terminal del suministro de energía	90	90
5	Sensor inductivo	300	1500
4	Sensor magnéticos	100	400
2	Detector de marca	100	200
3	Electroválvulas neumáticas	42	210
2	SSR control	20	40
2	Electroválvulas de agua	800	1600

Sumando el consumo de intensidad total de los diferentes componentes se tiene una corriente de 3.71A, con la cual se dimensiona el amperaje máximo de la fuente véase la Tabla 15.

Tabla 15:

Especificaciones técnicas de la fuente de alimentación.

Datos de entrada	
Tensión nominal de entrada	100 VAC...240 VAC
Tensión de entrada	85 VAC...264 VAC
Tensión de entrada de corta duración	300 VAC
Gama de frecuencias AC	45 Hz...65 Hz
Extracorrente de cierre	<15 A
Punteo en fallo de red	>20 ms (120 VAC)
Fusible de entrada	3,15 A (Lento, interno)
Factor de potencia	0,72
Círculo de protección	Varistor
Datos de salida	
Tensión nominal de salida	24 VDC $\pm$ 1%
Tensión ajustable de salida	22,5 VDC...29,5 VDC
Corriente de salida nominal	5 A ( $U_{OUT} = 24$ VDC)
Posibilidad de conexión en paralelo	Si (redundancia y aumento de potencia)
Posibilidad de conexión en serie	Si
Carga capacitiva máxima	Limitado
Limitación de corriente activa	Aprox. 10 A (en caso de cortocircuito)
Puntas de conexión Carga nominal	<30 mV <sub>pp</sub>
Disipación máxima de circuito abierto	1,1 W
Disipación de carga nominal máxima	18 W

Fuente: (Phoenixcontact, 2015)

## **2.5 Diseño del sistema de control.**

El sistema de control comprende los elementos de maniobra de los actuadores de los mecanismos que conforman la máquina, además están los indicadores de estado, sensores y demás.

### **2.5.1 Relé de estado sólido.**

Los Ssr's se utiliza para controlar independientemente las niquelinas de sellado vertical, se utiliza en el bobinado secundario del transformador de 1Kw donde la corriente de la niquelina alcanza 43.6A nominal para ello hay que seleccionar un Ssr que soporte el doble de la corriente de arranque, la corriente nominal es 43.6A, la corriente de arranque seria  $43.6 * 3.5 = 152A$ , la corriente que debe soportar seria  $152 * 2 = 304A$ . Se selecciona un Ssr de 300A por disponibilidad en el mercado (Guerrero, 2009).

El Ssr que controla la resistencia térmica de 1500W del sellado horizontal consume una corriente de 6.8A a 220V, se escala a un Ssr de 10A por disponibilidad en el mercado y por (Guerrero, 2009) no es necesario multiplicar por ningún factor ya que la corriente nominal es igual a la de arranque al ser una resistencia.

### **2.5.2 Dimensionamiento del Contactor.**

El contactor se emplea como un interruptor trifásico el cual se encarga de energizar la máquina, para seleccionar este dispositivo se considera la potencia nominal de carga de 9KW y la corriente de tipo inductiva de 39A obtenida al sumar todas las corrientes del sistema y se especifica en la Tabla 16.

**Tabla 16:****Especificaciones técnicas del contactor.**

Características	Nº Contactos Aux.	Tipo trifásico	Corriente	Categoría de servicio	Frecuencia
3polos	1 NA 1NC	220 AC	40A	AC3	60 Hz

**2.5.3 Panel PC.**

De acuerdo con el avance de la tecnología, la gran capacidad de respuesta a los diferentes procesos industriales se decide utilizar un Panel PC, el cual integra un sistema modular que ejecuta las tareas del PLC conjuntamente con el HMI.

Con la utilización del Panel PC se tiene un control multitouch de selección y visualización, puede desempeñarse en ambientes hostiles alcanzando un alto rendimiento.

Para la selección se considera varios requerimientos de la enfundadora de doble conducto como indica la Tabla 17.

**Tabla 17:****Requerimientos de la enfundadora.**

	Entradas digitales	Entradas analógicas	Salidas digitales	Salidas analógicas
Dosificación	2		2	
Arrastre	1		2	
Sellado vertical	1		2	
Sellado horizontal		1	1	
Sellado horizontal		1	1	
Corte horizontal	2		1	
Inicio	1			
Emergencia	1			
Taca	2			
Fin de rollo	2			
Variador	1			
<b>Total</b>	<b>13</b>	<b>1</b>	<b>8</b>	

Para seleccionar el panel PC adecuado se realiza un análisis de las especificaciones requeridas, los costos y disponibilidad en el mercado según varias marcas indicadas en la Tabla 18.

**Tabla 18:**

**Análisis de disponibilidad.**

ESPECIFICACIONES REQUERIDAS	PANEL PC		
	BECKHOFF	SIEMENS	UNITRONICS
Procesador mayor a 1GHz	✓	✓	x
Microsoft Windows Embedded	✓	✓	✓
Comunicación Ethernet, EtherCAT con conector RJ45	Tiene las dos comunicaciones	Solo Ethernet	Solo Ethernet
Interfaces serie/paralela RS-232	✓	✓	✓
Alimentación 24 VDC	✓	x	
Touchscreen 7"	✓	✓	✓
Memoria remanente integrada	✓	✓	✓
Módulos de entradas y salidas digitales	✓	✓	✓
Módulos de entradas análogas termocuplas	✓	✓	✓
Disponibilidad en el mercado	De 3 a 6 años	De 4 a 6 años	X
Costo	\$1.107,36	No disponible	No disponible en Ecuador

La Panel PC que cumple con los requisitos es la Beckhoff véase la Figura 71, las especificaciones se detallan en la Tabla 19.



**Figura 71: Panel PC.**

**Fuente:** (Beckhoff, 2015)

Tabla 19:

## Características técnicas del Panel PC.

DATOS DE PLACA	
3½-inch motherboard	
Microsoft Windows Embedded Compact 7 English	
Temperatura de funcionamiento 55 °C	
Adaptador grafico integrado dentro del procesador	
Clase de protección IP 54 lado frontal, IP 20 lado trasero	
CPU	ARM Cortex™-A8, 1GHz (TC3:30)
Alimentación	24 V DC
ON-Board RAM	4x256 MB DDR3
Flash	512 MB microSD
Display	7"
Touchscreen	7"
Puertos	1 RS232 de serie y 2 USB 2.0
Software	TwinCAT
Comunicación	1 on-board Adaptador Ethernet 10 / 100BASE-T con conector RJ45
	1 on-board Adaptador EtherCAT 10 / 100BASE-T con conexión RJ45
Módulos especiales	2 módulos de 1 entradas análogas Termocupla tipo J 2 módulos de 8 entradas digitales 3 módulos de 4 salidas digitales Coupler EtherCAT para tarjetas

Fuente: (Beckhoff, 2015)

## 2.6 Selección y adquisición de elementos.

La selección de los elementos y materiales mecánicos se lo realizo en la sección 2.4 y están especificados en el Anexo C; en la Tabla 20, se presenta la lista de materiales eléctricos que se asignaron en la sección 2.5 con sus diferentes especificaciones.

Tabla 20:

## Lista de materiales eléctricos.

LISTA DE MATERIALES				
Equipo	Material	Cant.	Especificaciones	Valor
<b>Motor</b>	Motor	1	Trifásico, 1650 rpm, IP 65, Fs 1.15.	1,5HP
<b>Variador</b>	Variador	1	Alimentación Monofásico 220 VAC, salida Trifásica	1,5 HP
<b>Variador</b>	Breaker	1	Tipo C, 2 polos	16A

<b>Transformador</b>	Breaker	1	Tipo D, 2 polos	6A
<b>Resistencia</b>	Breaker	1	Tipo C, 2 polos	<b>CONTINUA</b> 
<b>Electroválvulas</b>	Breaker	1	Tipo C, 1 polo	1A
<b>Convertor DC</b>	Breaker	1	Tipo C, 2 polos	2A
<b>Inicio</b>	Switch	1	Pulsador On/Off con luz piloto	220VAC
<b>Inicio</b>	Contactador	1	AC 3 polos, Cargas Inductivas	39A
<b>Sellado vertical</b>	SSR	2	CTRL 24V DC - OUT 24V AC	300A
<b>Sellado vertical</b>	Niquelina	2	Nicromo 470mm * 5mm*1.2mm	1Kw
<b>Sellado vertical</b>	Transformador	1	Monofásico 220input / 24output	1Kw
<b>Sellado horizontal</b>	SSR	1	CTRL 24V DC - OUT 220V AC	10A
<b>Sellado horizontal</b>	Resistencia térmica	1	Cartucho 220V, 8in, 1/2inØ	1,5Kw
<b>Sellado horizontal</b>	Termopar	1	J o k Hierro-Constantan/cobreconstantan	3m
<b>Corte</b>	Cilindro neumático	2	Diámetro 20mm y carrera 23mm Doble acción.	100psi
<b>Corte</b>	Electroválvula	1	Tipo 5/2, acople 1/4, Monoestable	24V
<b>Corte</b>	Magnético	2	PNP, Normalmente abierto	24V
<b>Arrastre</b>	Cilindro neumático	2	Diámetro 40mm y Carrera 30mm Doble acción	100psi
<b>Arrastre</b>	Electroválvula	2	Tipo 5/2, acople 1/4, Monoestable	24V
<b>Arrastre</b>	Detector de marca	2	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Arrastre</b>	Magnético	2	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Dosificado</b>	Electroválvula	2	Tipo 5/2, acople 1/2, Monoestable	24V
<b>Dosificado</b>	Cilindro neumático	2	Diámetro 80mm y Carrera 210mm Doble acción.	100psi
<b>Dosificado</b>	Magnético	2	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Inicio ciclo</b>	sensor inductivo	1	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Arrastre</b>	sensor inductivo	1	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Soldadura</b>	sensor inductivo	1	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Fin de rollo</b>	sensor inductivo	2	PNP, Normalmente Abierto	24V
<b>Paro de emergencia</b>	Pulsador	1	Tipo hongo, Normalmente Abierto	24V

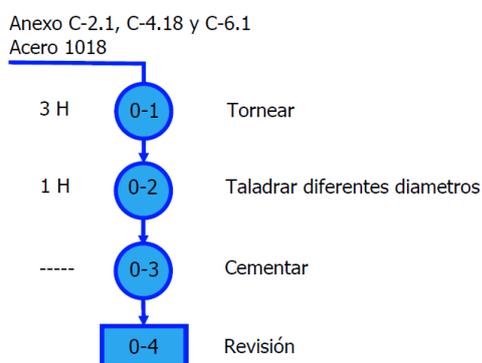
CONTINUA 

<b>Convertidor</b>	AC-DC	1	Fuente Input 220 VAC, Output 24VDC, 5A	120W
<b>Plc Input</b>	Input Digitales	2	Bloque de entradas digitales 24V	18
<b>Plc Input</b>	Input Termopar	1	Bloque de entrada de termopar	1
<b>Plc Output</b>	Output Digitales	3	Bloque de salidas digitales, tipo relé, 24V	5
<b>Pantalla</b>	HMI	1	Panel PC de 7" Touch.	1

## 2.7 Construcción de la máquina.

### 2.7.1 Vástagos de las prensas horizontal, vertical y eje guía.

Se realiza de acuerdo a los planos mostrados en el Anexo C-2.1, C-4.18 y C-6.1, utilizando acero de transmisión 1018, el proceso de fabricación se detalla en la Figura 72.



**Figura 72: Diagrama de construcción de los vástagos.**

### 2.7.2 Separadores de las prensas horizontal, vertical y ejes.

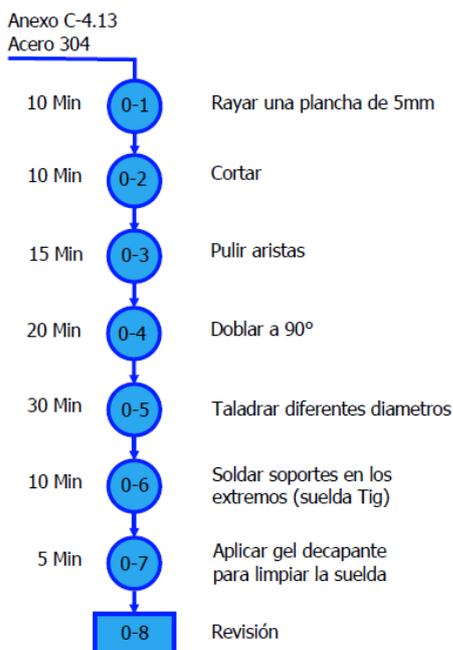
Son torneadas de acuerdo a los planos especificados en el Anexo C-4.16, C-5.9 Y C-6.5 respectivamente material usado acero inoxidable 304.

### 2.7.3 Pasadores de la prensa vertical y mecanismo de arrastre.

Son cortados y torneados en acero de transmisión 1018, según los planos especificados en el Anexo C-4.20 y C-5.5.

#### 2.7.4 Placa soporte del enfriador.

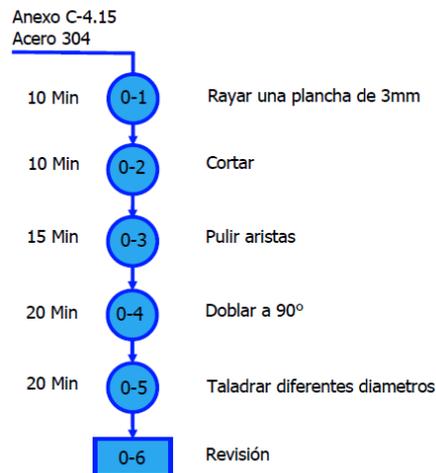
Se construye según los planos que se indican en el Anexo C-4.13 utilizando acero inoxidable 304, el proceso se detalla en la Figura 73.



**Figura 73: Diagrama de construcción de la placa del enfriador.**

#### 2.7.5 Soporte regulador del enfriador.

Se fabrica según los planos mostrados en el Anexo C-4.15 material usado acero inoxidable 304, el proceso se indica en la Figura 74.



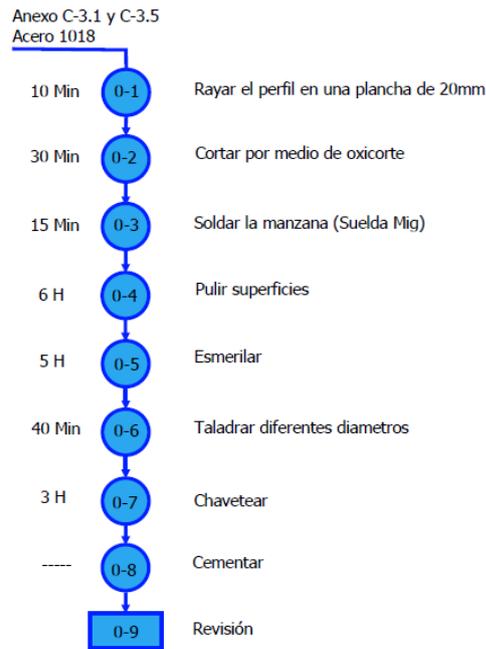
**Figura 74: Diagrama de construcción del soporte regulador.**

### 2.7.6 Enfriador.

Para su fabricación se raya, corta, pule las caras y taladra de acuerdo a las dimensiones de los planos mostrados en el Anexo C-4.14, material empleado aluminio.

### 2.7.7 Excéntrica horizontal y vertical.

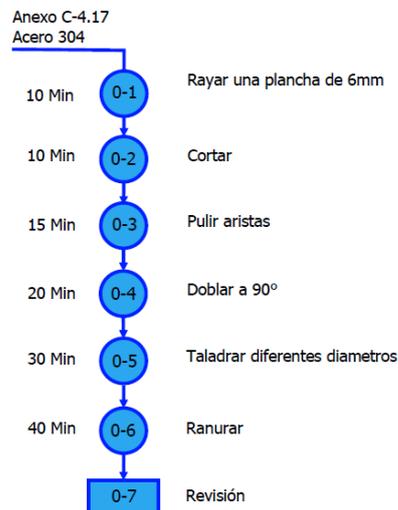
Se realiza de acuerdo a los planos del Anexo C-3.1 y C-3.5 respectivamente, material usado acero de transmisión 1018, el proceso se detalla en la Figura 75.



**Figura 75: Diagrama de construcción de las excéntricas.**

### 2.7.8 Placa soporte de la prensa móvil.

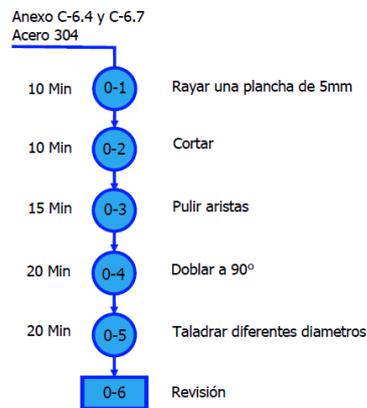
Se realiza en acero inoxidable 304 según los planos especificados en el Anexo C-4.17, el proceso se detalla en la Figura 76.



**Figura 76: Diagrama de construcción del soporte de la prensa móvil.**

### 2.7.9 Placas soporte de la prensa horizontal.

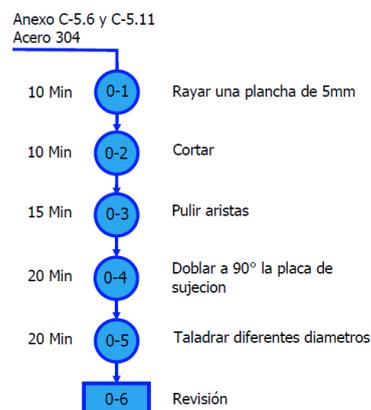
Se elaboran en acero inoxidable 304 de acuerdo a los planos especificados en el Anexo C-6.4 y C-6.7, su desarrollo se observa en la Figura 77.



**Figura 77: Diagrama de construcción de las placas soporte de las prensas.**

### 2.7.10 Placas de soporte y sujeción del mecanismo de arrastre.

Se fabrican en acero inoxidable 304 según los planos de dimensiones del Anexo C-5.6 y C-5.11, el proceso se detalla en la Figura 78.



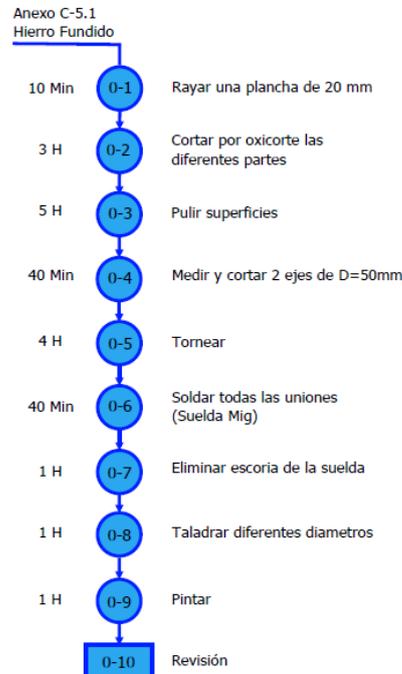
**Figura 78: Diagrama de construcción de las placas del arrastre.**

### 2.7.11 Mordazas.

Son realizadas en aluminio comercial, los planos de dimensiones se detallan en el Anexo C-5.10 y C-5.12.

### 2.7.12 Guía del mecanismo de arrastre.

Se realiza según los planos especificados en el Anexo C-5.1 el material usado es hierro fundido, el proceso de elaboración se detalla en la Figura 79.



**Figura 79: Diagrama de construcción de la guía o corredera.**

### 2.7.13 Manivela.

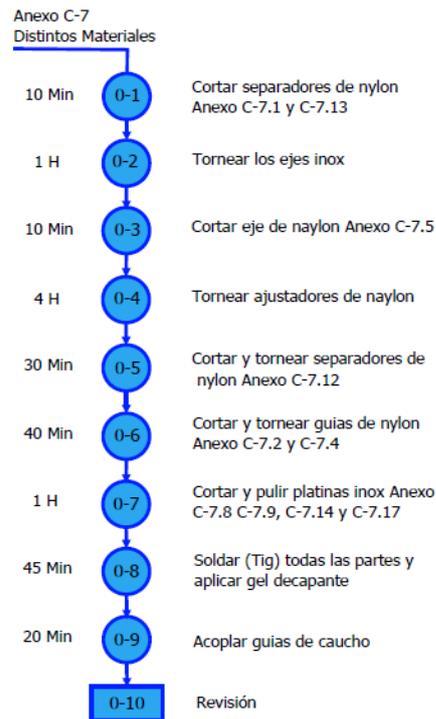
Se mecaniza de acuerdo a las dimensiones especificadas en los planos del Anexo C-3.4, el material que se emplea es acero de transmisión AISI 1018.

### 2.7.14 Ejes del sistema de trasmisión de movimiento general.

Son torneados según los planos detallados en el Anexo C-3.2, C-3.3 y C-3.6 material usado acero de transmisión AISI 1040.

### 2.7.15 Carrete porta rollos.

De igual forma los componentes se realizan en acero inoxidable 304 según los planos especificados en el Anexo C-7, el proceso se desarrolla en la Figura 80.



**Figura 80: Diagrama de construcción del carrete porta rollos.**

En el bastidor de la maquina enfundadora se realizan varias modificaciones para ubicar los mecanismos de prensado y corte así como para el moto-reductor, los cilindros neumáticos, la dosificación, las niquelinas, la cierra de corte, el carrete porta rollo, chumaceras. Las medidas y dimensiones se detallan en el Anexo C.

## 2.8 Programación del controlador.

La programación del controlador se realiza en lenguaje ladder, se implementa los modos de operación manual y automático con los que operan la máquina y se los muestra en los siguientes diagramas secuenciales de las Figuras 81 y 82.

### 2.8.1 Alarmas.

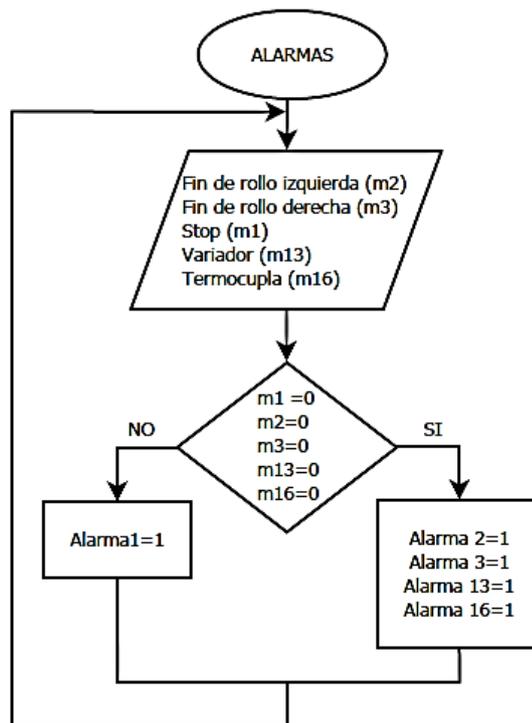
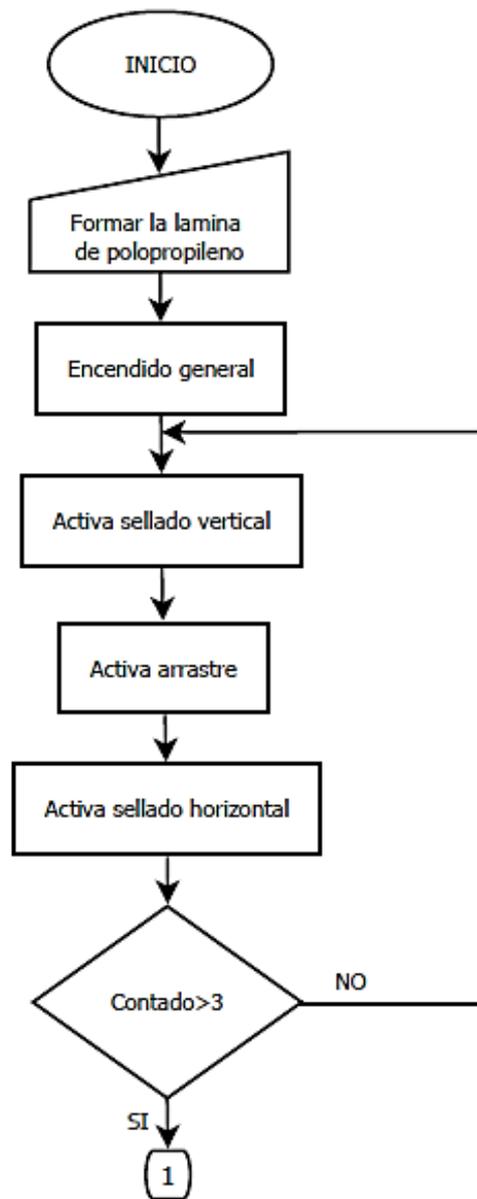
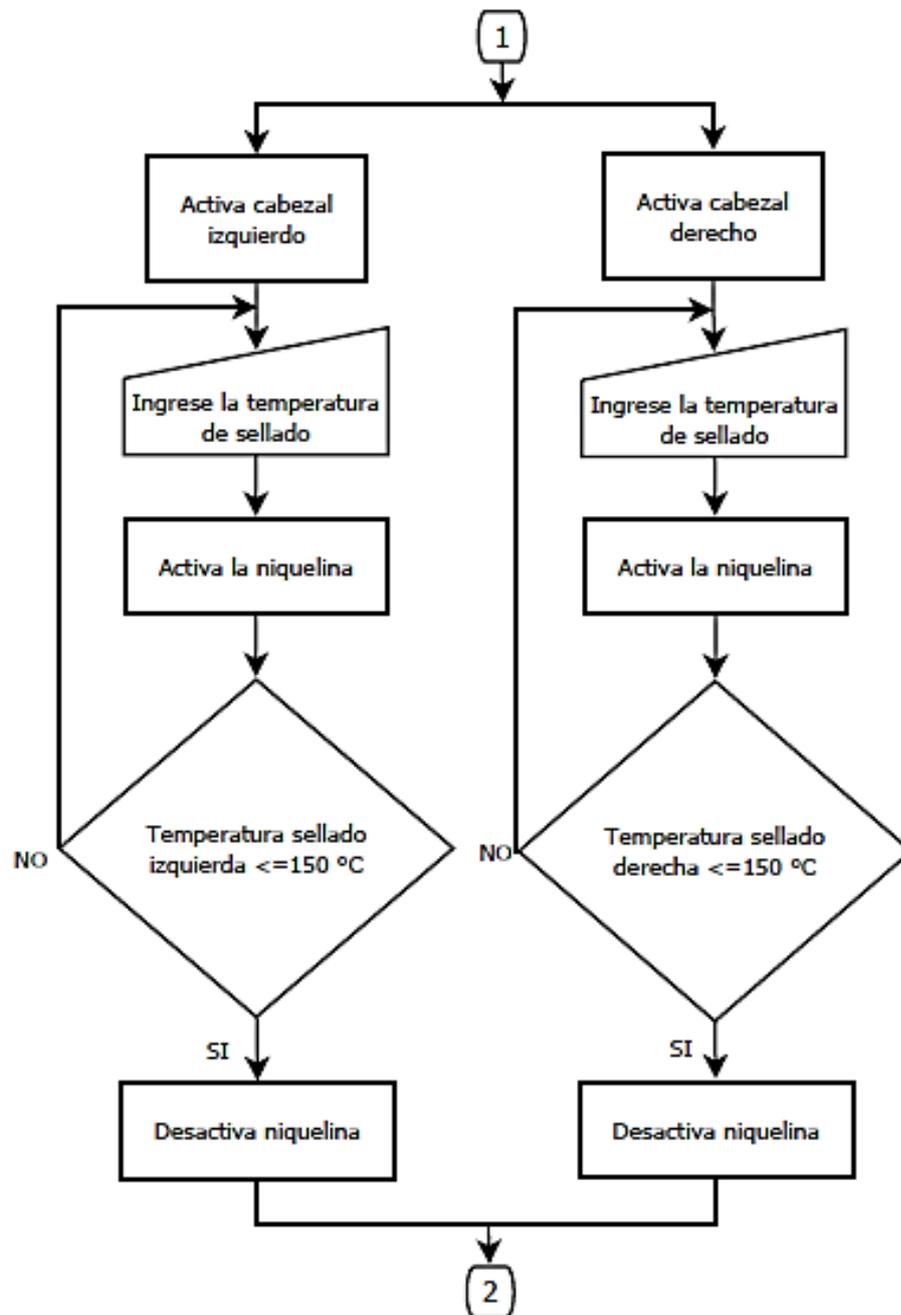


Figura 81: Diagrama de flujo de las alarmas.

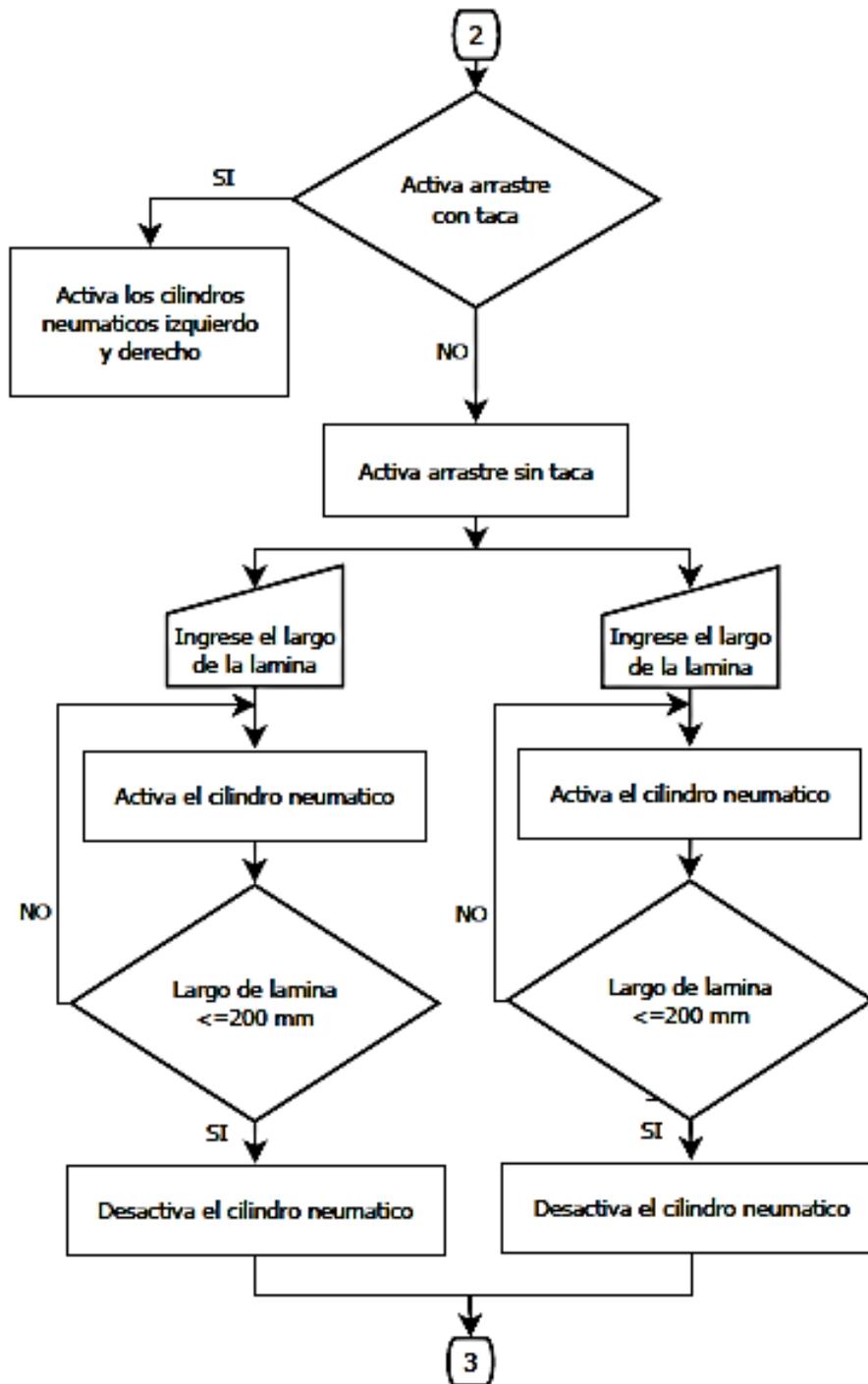
### 2.8.2 Inicio.



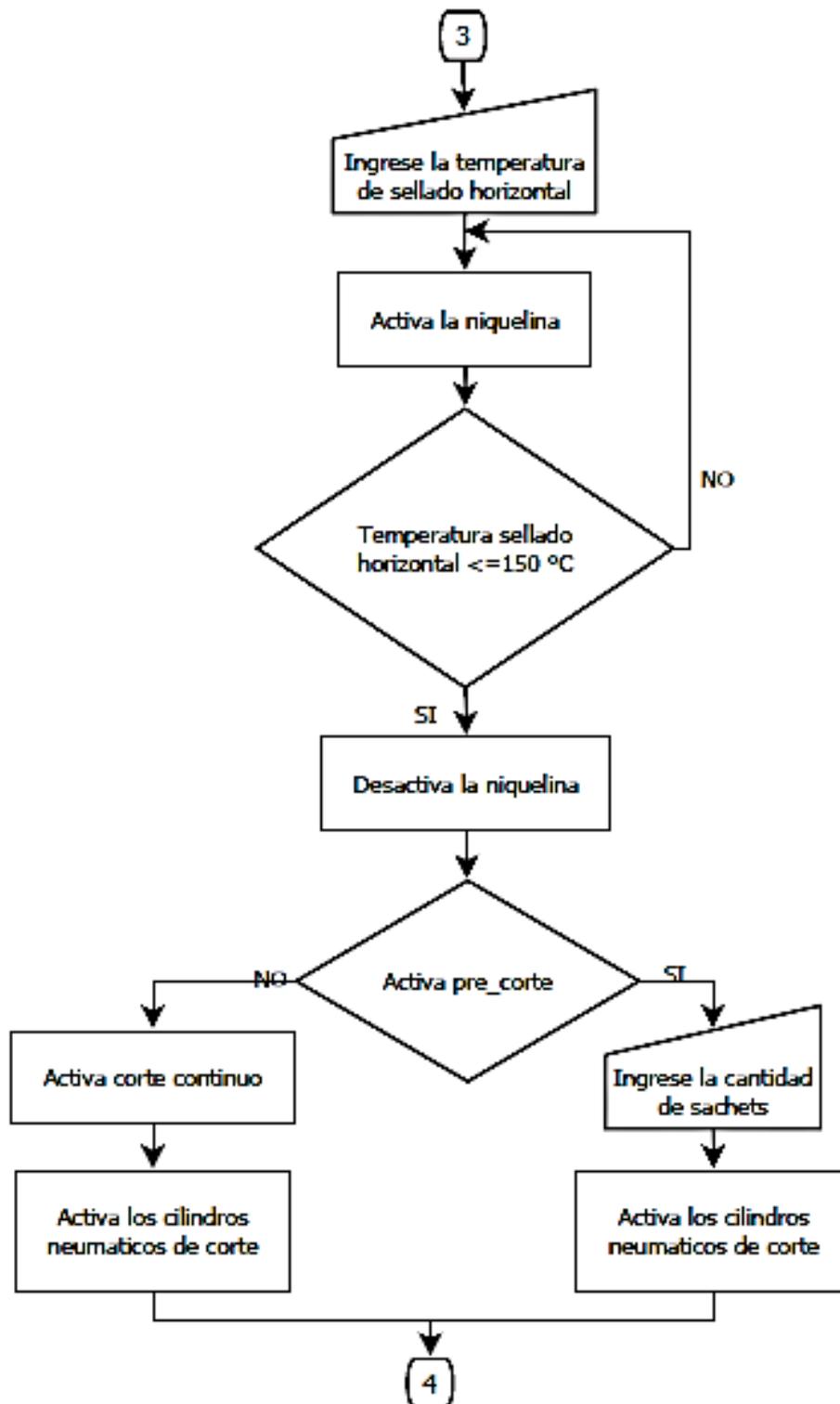
### 2.8.3 Sellado horizontal.



## 2.8.4 Arrastre.



### 2.8.5 Sellado horizontal, pre-corte y corte continuo.



### 2.8.6 Dosificado.

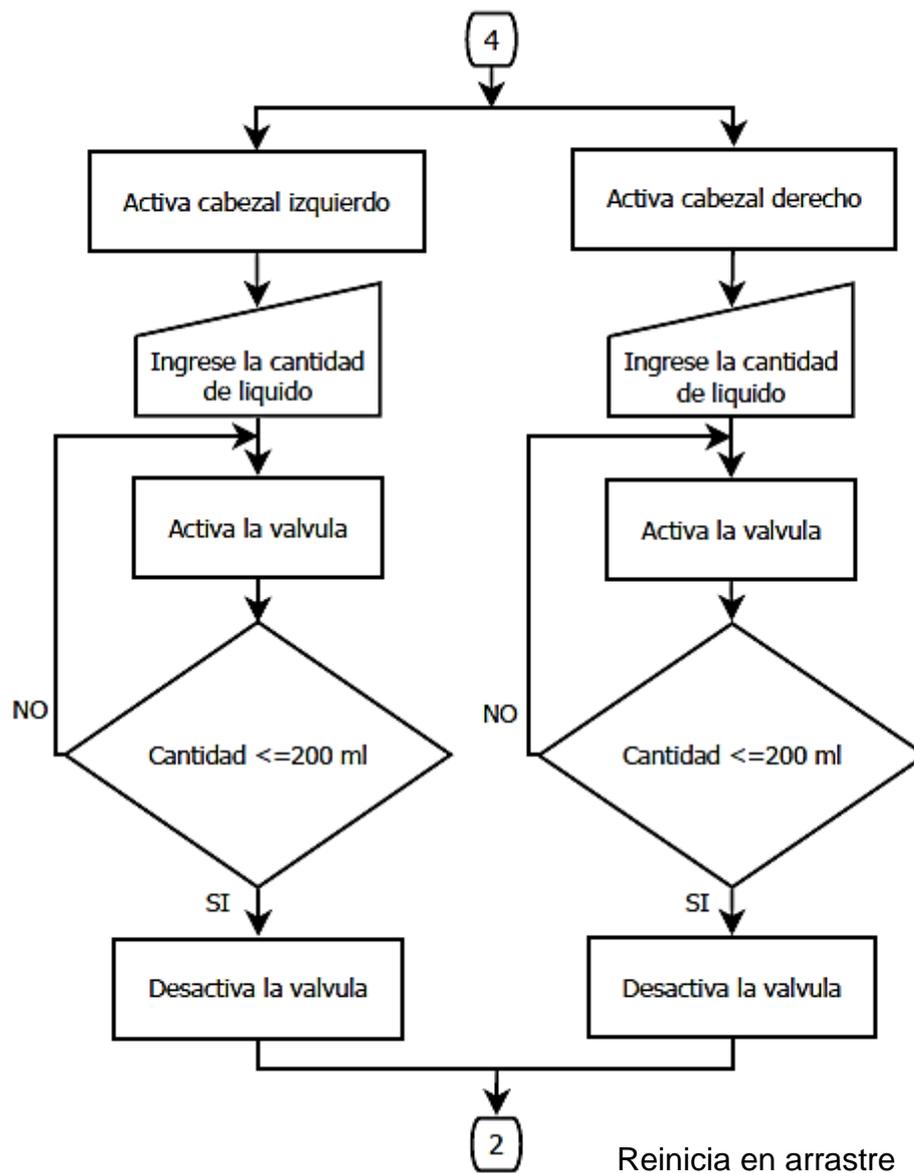


Figura 82: Diagrama de flujo del proceso de funcionamiento.

## 2.9 Modos de operación.

### 2.9.1 Operación manual.

La operación manual permite la activación o desactivación de cada uno de los actuadores de forma independiente además permite la calibración del dosificado y arrastre de forma permanente.

### **2.9.2 Operación automática.**

La operación automática tiene los valores de dosificado y arrastre pre-establecidas los tiempo de sellado vienen dadas por sus sensores. Por tanto el usuario no tiene acceso a la modificación y accionamiento independiente de los actuadores, además permite ingresar el número de fundas a realizarse por cada cabezal.

### **2.10 Desarrollo del HMI.**

El HMI se desarrolla en el software TwinCAT con la herramienta de visualización integrada en el TwinCAT PLC Control, donde se desarrolla las presentaciones, la bienvenida, el menú principal y las diferentes presentaciones amigables con el usuario para el monitoreo, supervisión y control que debe prestar un HMI.

## **CAPÍTULO III**

### **3. IMPLEMENTACIÓN Y PROTOCOLO DE PRUEBAS**

#### **3.1 Introducción.**

Estando ya determinado cada uno de los elementos que constituirán la maquina se procede a la implementación para su posterior evaluación de cada una de las partes correspondientes y calibrar de tal manera que su funcionamiento sea eficiente y óptimo.

#### **3.2 Implementación de la enfundadora.**

La implementación de la enfundadora se realiza de acuerdo a los planos de los diferentes mecanismos presentados en el anexo B y C. Donde se especifica cada uno de los componentes, la ubicación y las sujeciones, además están en orden de ensamblaje de los mismos.

##### **3.2.1 Implementación del sistema mecánico.**

Para facilitar el mantenimiento de la maquina se ha eliminado los ensambles por soldadura por tanto todos sus componentes son desarmables y pueden ser reemplazados en cualquier ocasión si fuese necesario ya que son unidos por elementos roscados, como son los pernos de cabeza hexagonal y tuercas, estas se utilizan de acero inoxidable donde se evidencie el contacto directo con el proceso de enfundado y para evitar el pronto deterioro.

##### **3.2.2 Implementación del sistema neumático.**

El sistema neumático se analiza en la sección 2.3.10 donde se especifica los diagramas neumáticos de los mecanismos implicados como son el

dosificador, arrastre y corte; en la fase de implementación se usa los detalles del diagrama de dicha sección.

### 3.2.3 Implementación del sistema eléctrico y de control.

El sistema eléctrico y de control se realiza de acuerdo con los diagramas indicados en el ANEXO B donde se detalla cada una de las conexiones a realizarse en para el óptimo funcionamiento de la enfundadora y así obtener los resultados esperados; los elementos en el tablero de control se ubica de tal manera que no exista interferencia electromagnética y afecte a los diferentes elementos como se puede observar en la Figura 83.

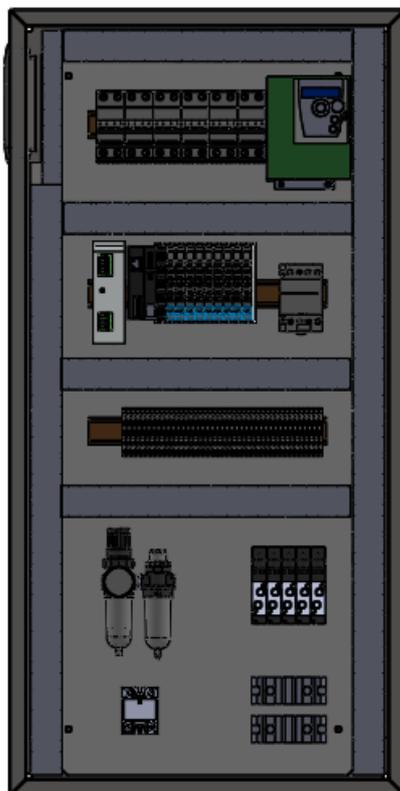


Figura 83: Tablero de control.

### **3.3 Pruebas del sistema eléctrico y de control.**

El sistema eléctrico luego de la implementación se comportó de manera estable tras la contrastación de valores utilizando instrumentos de medida como es el voltímetro, amperímetro y megger.

El sistema de control tras la verificación de las entradas y salidas, digitales y analógicas de los módulos de control se procedió a la calibración y puesta en marcha de la maquina enfundadora para que su trabajo sea optimo y de manera eficiente evitando mal formaciones en los productos, donde fue necesario realizar modificaciones en las pruebas reales debido a los errores encontrados durante el procedimiento.

### **3.4 Pruebas del sistema neumático.**

Los actuadores neumáticos fueron probados estáticamente a diferentes presiones y de esta manera se verifica la presencia de fugas de aire, se determina la presión de aire ideal de los actuadores de 7 Bares donde el sistema de arrastre y corte funcionan de manera eficaz ayudando así al correcto formado de las fundas.

### **3.5 Pruebas generales de la máquina.**

Las pruebas generales de la maquina se realiza para dejar a punto todos los mecanismos del proceso de enfundado, de esta manera se conoce los rangos de operación y se estima su producción total.

#### **3.5.1 Desenrollado.**

El mecanismo de desenrollado de la lámina se ajusta hasta centrar la lámina conjuntamente con los rodillos guía de cada uno de los cabezales, regulado la posición de los rodillos guías hasta que se encuentre paralelo con la parte posterior del armario.

### 3.5.2 Formador.

Con las regulaciones de los traslapes el formador se evalúa la forma de la manga para el sellado horizontal de la funda, para ello se realizó las siguientes modificaciones a diferentes velocidades como se indica en la Tabla 21.

**Tabla 21:**

**Resultado del formador.**

<b>FORMADOR</b>		
<b>FUNDAS POR MINUTO</b>	<b>CORRECCIÓN</b>	<b>ESTADO DE LA FUNDA</b>
<b>50</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>45</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>40</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>35</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>30</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>25</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente
<b>20</b>	Ajustar	Traslape excedente
	Centrar	OK
	Liberar	Traslape deficiente

### 3.5.3 Sellado Vertical.

El sellado vertical se realiza mediante tiempo por tanto se evalúa con activaciones en milisegundos hasta llegar a la temperatura idónea donde la manga de funda sea hermética, se realiza la prueba a diferentes velocidades y los resultados se muestra en la Tabla 22.

Tabla 22:

## Resultado del sellado vertical.

<b>SELLADO VERTICAL</b>		
<b>FUNDAS POR MINUTO</b>	<b>TIEMPO (ms)</b>	<b>ESTADO DE LA FUNDA</b>
50	175	OK
	150	No sellada
	200	Quemada
45	200	OK
	140	No sellada
	256	Quemada
40	256	OK
	200	No sellada
	319	Quemada
35	319	OK
	309	No sellada
	380	Quemada
30	309	OK
	270	No sellada
	380	Quemada
25	309	OK
	250	No sellada
	380	Quemada
20	175	OK
	150	No sellada
	200	Quemada

## 3.5.4 Arrastre.

El arrastre es controlado por las marcas de la lámina que son captadas por los sensores ópticos, donde solo fue necesario centrar la funda para que su sellado horizontal sea perfecto, se valoró el centrado del arrastre de funda a diferentes velocidades dando como resultado lo que se ilustra en la Tabla 23.

Tabla 23:

## Resultado del arrastre.

<b>ARRASTRE</b>		
<b>FUNDAS POR MINUTO</b>	<b>TIEMPO (ms)</b>	<b>ESTADO DE LA FUNDA</b>
50	75	Centrado
	99	Arriba
	63	Abajo
45	99	Centrado
	113	Arriba
	91	Abajo

CONTINUA 

<b>40</b>	113	Centrado
	150	Arriba
	106	Abajo
<b>35</b>	150	Centrado
	175	Arriba
	125	Abajo
<b>30</b>	175	Centrado
	225	Arriba
	163	Abajo
<b>25</b>	238	Centrado
	313	Arriba
	225	Abajo
<b>20</b>	313	Centrado
	269	Arriba
	350	Abajo

### 3.5.5 Dosificado.

El tiempo de respuesta de las electroválvulas es demasiado lento por tanto existe variación inesperada dando un tiempo de sellado de 8 segundos, se implementó un nuevo sistema de cierre exacto y se produjo los siguientes resultados como indica la Tabla 24.

**Tabla 24:**

#### Resultados del dosificado.

<b>ARRASTRE</b>		
<b>FUNDAS POR MINUTO</b>	<b>TIEMPO (ms)</b>	<b>ESTADO DE LA FUNDA</b>
<b>50</b>	75	100
	99	148
	63	151
<b>45</b>	99	184
	113	125
	91	149
<b>40</b>	113	149
	150	158
	106	151
<b>35</b>	150	150
	175	160
	125	149
<b>30</b>	175	149
	225	168
	163	142
<b>25</b>	238	151
	313	180
	225	142
<b>20</b>	313	180
	269	150
	350	199

### **3.5.6 Sellado horizontal.**

El sellado horizontal es de temperatura constante por tanto se implementó un control PID donde se modificaron las diferentes ganancias hasta tener una respuesta estable con una temperatura de vuelo de 6 grados centígrados, siendo la temperatura de sellado horizontal ideal donde la funda queda hermética de 180 grados centígrados, indiferente de la velocidad.

### **3.5.7 Corte.**

El corte se prueba con retardos en el encendido y el tiempo de accionamiento el cual se modifica hasta obtener un corte instantáneo y perfecto siendo estos tiempos de: retardo 100ms y accionamiento 200ms.

### **3.5.8 Alcance.**

La máquina enfundadora tiene una funcionalidad óptima al dosificar 150ml con una producción por cabezal de 35 fundas por minuto, alcanzando una producción total de 4200 fundas por hora; donde todos los mecanismos del enfundado trabajan de manera eficiente.

## **3.6 Validación de la hipótesis.**

La hipótesis es, el diseño y construcción del proyecto mejorara el tiempo y la productividad del sistema de enfundado del producto terminado.

Se valida la hipótesis debido a que la maquina enfundadora al tener dos cabezales se logra 70 fundas por minuto alcanzando una productividad promedio del 233% respecto a la enfundadora sencilla de un cabezal.

El proyecto cumple con todos los objetivos planteados, además el sistema es funcional debido a sus modos de operación que puede acoplarse a cualquier requerimiento del usuario.

## CAPÍTULO IV

### 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 Conclusiones.

- a) Los estudios a datos preliminares y a la investigación de los diferentes mecanismos que conforman las enfundadoras manuales comunes, tuvo como objetivo final el diseño y construcción de una enfundadora automática de doble conducto con lamina de polipropileno.
- b) Se construye la enfundadora para aumentar la producción y tener un control automatizado de toda la máquina, tomando en cuenta normas de diseño y cumpliendo con estándares alimenticios.
- c) En el diseño mecánico de cada uno de los mecanismos que conforman la enfundadora se emplea factores de seguridad de acuerdo a las diferentes cargas aplicadas que permitan obtener un diseño aceptable.
- d) Al implementar un sistema de control a la par con un panel pc se tiene un control minucioso de los mecanismos de accionamiento, sensores, actuadores, niveles de líquido, grados de temperatura y velocidades de funcionamiento de la máquina.
- e) El sistema de alarmas detectan imperfecciones que impiden el correcto funcionamiento de la enfundadora, y detiene el proceso para evitar desperdicios.
- f) El mecanismo de dosificado disminuye la producción final de la maquina ya que no se tiene buenos resultados a altas velocidades.
- g) El control PID del sellado vertical tiene una respuesta inmediata con una variación de vuelo de 6 grados, y manteniéndose estable en el set point.

## 4.2 Recomendaciones.

- a) Usar software tanto de diseño mecánico como de diseño eléctrico para comprobar factores de seguridad, análisis de esfuerzos, así como también en la parte eléctrica evitar caídas de tensión y sobredimensionamiento de componentes eléctricos.
- b) Evitar poner objetos, herramientas, etc. puesto que podría causar atascamientos y movimientos bruscos en la máquina que pueden fatigar los engranes, las levas y por lo tanto desgastar el eje impulsor e impulsado.
- c) Detener la máquina para efectuar las respectivas calibraciones tanto para el formado como para el prensado horizontal, vertical y corte ya que debido a la rápida respuesta de los mecanismos se pueden producir accidentes.
- d) Es importante mencionar que la panel PC es una computadora industrial de gama baja la cual posee un sistema operativo embebido que no permite incluir funciones especiales, visualizar gráficos de alta resolución de igual forma tiene un número limitado de módulos de expansión para entradas y salidas.

## BIBLIOGRAFÍA

- Budynas, R., & Keith, N. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (8va ed.). México, D.F.: McGrall - Hill.
- Enriquez, H. (1993). Guía práctica para el cálculo de instalaciones eléctricas. En H. Enriquez, *Guía práctica para el cálculo de instalaciones eléctricas* (págs. 414-415, 436). México, D.F.: Limuza Noriega editores.
- Gallardo, A. (05 de ENERO de 2015). Máquina enfundadora. (D. Curicho, Entrevistador).
- Hamrock, B., Jacobson, B., & Steven, S. (2000). *Elementos de Maquinas*. México, D.F.: McGRAW.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. (5ta ed.). México, D.F.: Pearson Educación.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*, (4ta ed. ). México, D.F.: Pearson Educación.

## LINKOGRAFÍA

- Almeida Galarza Wilson, Chuqui Chicaiza Richar. (08 de Septiembre de 2008). *Repositorio digital EPN*. Obtenido el 4 de Octubre 2014, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/>
- Arian Control and Instrumentation. (3 de Enero de 2010). *Arian S.A.* Obtenido el 6 de Junio 2014 de <http://www.arian.cl/downloads/nt-002.pdf>
- Beckhoff. (2015). *Beckhoff*. Obtenido el 5 de Enero 2015 de [http://download.beckhoff.com/download/Document/Catalog/Main\\_Catalog/english/separatepages/Industrial\\_PC/cp6606\\_0001\\_0020.pdf](http://download.beckhoff.com/download/Document/Catalog/Main_Catalog/english/separatepages/Industrial_PC/cp6606_0001_0020.pdf)
- Bitmakers. (2012). *Automatizacion Industrial*. Obtenido el 12 de Febrero 2015 de [Sensores de fibra optica: http://www.bitmakers.com/automatizacion\\_categorias\\_detalle.php?p=45&s=1](http://www.bitmakers.com/automatizacion_categorias_detalle.php?p=45&s=1)
- Canto, C. (1 de Octubre de 2006). *Automatas programables*. Obtenido el 15 de Marzo 2015 de [Sensores inductivos: http://galia.fc.uaslp.mx/~cantocar/automatas/PRESENTACIONES\\_PL\\_C\\_PDF\\_S/24\\_SENORES\\_INDUCTIVOS.PDF](http://galia.fc.uaslp.mx/~cantocar/automatas/PRESENTACIONES_PL_C_PDF_S/24_SENORES_INDUCTIVOS.PDF)
- Carlini. (2014). *Carlini Argentina*. Obtenido el 20 de Octubre 2014 de [http://www.carlini.com.ar/index.php?route=product/category&path=40\\_41](http://www.carlini.com.ar/index.php?route=product/category&path=40_41)
- Carvajal. (2013). *Plastico*. Obtenido el 16 de Agosto 2014 de <http://www.plastico.com/temas/En-que-se-diferencian-los-sistemas-de-dosificacion-volumetricos-de-los-gravimetricos+97156>
- Cejarsu. (2006). *Cnice*. Obtenido el 30 de Septiembre 2014 de [http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/imprenta/Transparencias/tr\\_mecanismos.pdf](http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/imprenta/Transparencias/tr_mecanismos.pdf)
- Ecured. (18 de marzo de 2014). *Ecured*. Obtenido el 17 de Julio 2014 de [http://www.ecured.cu/index.php/Hipoclorito\\_de\\_sodio](http://www.ecured.cu/index.php/Hipoclorito_de_sodio)
- Emerson. (Mayo de 2010). *Belt Drive*. Obtenido el 30 de Julio 2014 de <http://www.emersonclimate.com/es-LA/Documents/pdfs/Vol22-Mayo2010.pdf>

- Geinsa. (2014). *Geinsaperu*. Obtenido el 5 de Agosto 2014 de <http://www.geinsaperu.com/servicios/1.html>
- Gonzales, V. R. (13 de Abril de 2003). *platea*. Obtenido el 14 de Septiembre 2014 de <http://platea.pntic.mec.es>
- Guerrero, I. (07 de Junio de 2009). *Wordpress*. Obtenido el 18 de Septiembre 2014 de <https://iguerrero.wordpress.com/category/instalaciones-electricas/page/14/>
- Ingemecanica. (2015). Obtenido el 20 de Abril 2015 de Ingemecanica: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- Livardo, V. (2011). *Blog utp*. Obtenido el 15 de Agosto 2014 de [http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9\\_Res.pdf](http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/PresCap9_Res.pdf)
- Martínez, F. (15 de Marzo de 2003). *Interempresas.net*. Obtenido el 5 de Septiembre 2014 de <http://www.interempresas.net/Plastico/Articulos/2917-Soldadura-de-plasticos.html>
- Miliarium. (2014). *Miliarium*. Obtenido el 1 de Agosto 2014 de <http://www.miliarium.com/Paginas/Prontu/Tablas/Aguas/PropiedadesFisicasAgua.html>
- Parra, P. (03 de Agosto de 2007). *Automatizacion*. Obtenido el 21 de Julio 2014 de <http://pabloparra.blogspot.es/>
- Petroquim. (13 de Agosto de 2013). *Petroquim*. Obtenido el 3 de Agosto 2014 de <http://www.petroquim.cl/que-es-el-polipropileno>
- Phoenixcontact. (2015). *Phoenixcontact*. Obtenido el 6 de Mayo 2015 de <https://www.phoenixcontact.com/es/products/2866310>
- Polimero. (20 de Marzo de 2014). *Polimero*. Obtenido el 20 de Agosto 2014 de <http://www.canalconstruccion.com/polipropileno-usos-y-caracteristicas.html>
- Programables, A. (13 de Diciembre de 2001). *Parte Operativa*. Obtenido el 26 de Julio 2014 de <http://www.sc.ehu.es/sbweb/webcentro/automatica>
- Siemens. (2015). *Catalogo Siemens*. Obtenido el 21 de Febrero 2015 de <http://w3.siemens.com/mcms/mc-drives/en/low-voltage-inverter/sinamics-g110/Pages/sinamics-g110.aspx>
- Siemens. (2015). *Industry Siemens*. Obtenido el 28 de Febrero 2015 de <http://www.industry.siemens.com/drives/global/en/motor/low-voltage-motor/iec-motors/simotics-gp/Pages/simotics-gp.aspx>

- Skf. (2015). *Skf*. Obtenido el 1 de Abril 2015 de <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/actbb-screw-drives-single-direction-super-precision/index.html?prodid=1671010305&imperial=false>
- Tecnologias. (5 de Noviembre de 2012). *Tecnologias de los plasticos*. Obtenido el 26 de Mayo 2015 de <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2013/11/soldadura-de-plasticos.html>
- Ttemsa. (2014). *Ttemsa México*. Obtenido el 16 de Junio 2015 de <http://www.ttemsa.mx/SIMCOEmbalaje.html>
- Weiku. (2015). *Weiku*. Obtenido el 14 de Marzo 2015 de [http://www.weiku.com/products/15420645/WPO\\_WPX\\_Series\\_Worm\\_Speed\\_Reducer.html](http://www.weiku.com/products/15420645/WPO_WPX_Series_Worm_Speed_Reducer.html)
- Yclia. (2014). *Anuxi*. Obtenido el 27 de Agosto 2014 de <http://guayaquil.anuxi.ec/fotos/EJxf>

# ANEXOS

Este trabajo fue elaborado y revisada con fecha 19 de Agosto del 2015.

Elaborado por:

**Diego Fernando Curicho Oyo**

**José Israel Fierro Pazuña**

Revisado por:

Ing. Mario Alcides Lara Núñez  
**DIRECTOR DEL PROYECTO**

Aprobado por:

Ing. Vicente David Hallo Carrasco  
**DIRECTOR DE LA CARRERA DE  
INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

Ing. Vicente David Hallo Carrasco  
**CODIRECTOR DEL PROYECTO**

Dr. Freddy Jaramillo  
**SECRETARIO ACADÉMICO**