



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA  
DOBLADORA SEMIAUTOMÁTICA DE TUBOS  
CUADRADOS DE 50X50X2MM UTILIZADOS COMO  
CERCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE CARROCERÍAS  
DE BUSES”**

**BONILLA PANIMBOZA LEVI GIOVANNY  
ROJAS PLACENCIA FREDDY LEONARDO**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2014**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2013-09-17

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**LEVI GIOVANNY BONILLA PANIMBOZA**

---

Titulada:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA**  
**SEMIAUTOMÁTICA DE TUBOS CUADRADOS DE**  
**50X50X2MMUTILIZADOS COMO CERCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE**  
**CARROCERÍAS DE BUSES**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Ing. Marco Santillán Gallegos

---

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Miguel Aquino Arroba  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. José Paredes Murillo  
ASESOR DE TESIS

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2013-09-17

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**FREDDY LEONARDO ROJAS PLACENCIA**

---

Titulada:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA**  
**SEMIAUTOMÁTICA DE TUBOS CUADRADOS DE**  
**50X50X2MMUTILIZADOS COMO CERCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE**  
**CARROCERÍAS DE BUSES**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Ing. Marco Santillán Gallegos

---

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Miguel Aquino Arroba  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. José Paredes Murillo  
ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** LEVI GYOVANNY BONILLA PANIMBOZA

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA SEMIAUTOMÁTICA DE TUBOS CUADRADOS DE 50X50X2MM UTILIZADOS COMO CERCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE CARROCERÍAS DE BUSES”

**Fecha de Examinación:** 2014-06-19

### RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Víctor Vásquez Velasco PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Miguel Aquino Arroba DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes Murillo ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Víctor Vásquez Velasco  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** FREDDY LEONARDO ROJAS PLACENCIA

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA SEMIAUTOMÁTICA DE TUBOS CUADRADOS DE 50X50X2MM UTILIZADOS COMO CERCHAS DE LAS ESTRUCTURAS DE CARROCERÍAS DE BUSES”

**Fecha de Examinación:** 2014-06-19

### RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Víctor Vásconez Velasco PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Miguel Aquino Arroba DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes Murillo ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

### RECOMENDACIONES:

---

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Víctor Vásconez Velasco  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual e industrial le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

Levi Giovanni Bonilla Panimboza Freddy Leonardo Rojas Placencia

## **DEDICATORIA**

Todo trabajo concluido con satisfacción es fruto del esfuerzo del día a día, pero esto se lo hace gracias al apoyo de un grupo de colaboradores.

Por tal razón este logro quiero dedicarle a dios por darme el entendimiento, a toda mi familia, de manera muy especial a mi esposa Verónica y a mi hija Nicole por compartir juntos todos los días las dificultades que se me presentan en la vida cotidiana que con su amor y confianza lo podemos superar, a mis hermanos Javier, Gabriela y a mis padres Hilda y Juan por su gran ayuda durante mi carrera estudiantil e inculcar valores de responsabilidad, respeto y sinceridad.

**LeviBonilla Panimboza**

A Dios, por darme la vida y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente para alcanzar las metas que me propongo.

Mis padres Marco Rojas y Fabiola Placencia, por darme la vida y siempre apoyarme durante mi vida estudiantil, A mi esposa e hijo Anthony porque son la fuerza que me impulsa a ser mejor cada día y siempre estar conmigo brindándome todo el apoyo. A mis hermanos, Danny, Fernando y Gabriela, por apoyarme siempre y estar en los momentos más difíciles de mi vida.

**Freddy Rojas Placencia**

## **AGRADECIMIENTO**

A la Escuela de Ingeniería de Mecánica ya que en sus aulas hemos aprendido valores para nuestra formación como seres humanos de bien además de ayudarnos a formarnos como excelentes profesionales para ser útiles a la sociedad y poder servir al país.

También de manera muy especial a los Ingenieros Miguel Aquino y José Paredes, distinguidos y muy capacitados docentes, ya que siempre estuvieron gustosos en impartirme sus conocimientos científicos y también su experiencia para ayudarme a desarrollar y sacar adelante este trabajo.

**Levi Bonilla Panimboza**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión.

A los ingenieros Miguel Aquino y José Paredes, quienes supieron siempre brindar una guía para lograr concluir el presente trabajo de tesis.

A mi familia quien me apoyó en todo momento emocional y económicamente durante todo este proceso de formación como profesionales.

**Freddy Rojas Placencia**



## CONTENIDO

Pág.		
<b>1.</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	<i>Objetivo general.....</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos.....</i>	2
<b>2.</b>	<b>MARCO TEÓRICO</b>	<b>3</b>
2.1	Marco conceptual.....	3
2.2	Marco teórico.....	3
2.2.1	<i>Carrocerías de buses.....</i>	3
2.2.2	<i>Estructura de una carrocería de bus.....</i>	4
2.2.3	<i>Espacio de sobrevivencia en una carrocería de bus.....</i>	4
2.2.4	<i>Las cerchas de una estructura de bus.....</i>	5
2.2.5	<i>Tipos de cerchas para carrocerías.....</i>	6
2.2.5.1	<i>Cerchas en tubo cuadrado galvanizado.....</i>	6
2.2.5.2	<i>Cerchas en tubo rectangular.....</i>	7
2.2.5.3	<i>Cerchas tipo omega con plancha perfilada.....</i>	7
2.2.6	<i>Perfil estructural más utilizado en carrocerías de buses.....</i>	7
2.2.7	<i>Tubo estructural cuadrado.....</i>	7
2.2.7.1	<i>Especificaciones generales.....</i>	8
2.2.7.2	<i>Aplicaciones.....</i>	8
2.2.7.3	<i>Norma interna.....</i>	8
2.2.7.4	<i>Nomenclatura.....</i>	8
2.2.8	<i>Fundamentos de doblado de metales.....</i>	9
2.2.9	<i>Doblado de tubos.....</i>	10
2.2.10	<i>Técnicas de curvado.....</i>	11
2.2.11	<i>Técnicas de doblado de tubos.....</i>	12
2.2.11.1	<i>Doblado por estiramiento.....</i>	12
2.2.11.2	<i>Doblado a tracción.....</i>	13
2.2.11.3	<i>Doblado a compresión.....</i>	13
2.2.11.4	<i>Doblado en prensa o por flexión pura.....</i>	14
2.2.11.5	<i>Doblado a rodillos.....</i>	14
2.2.11.6	<i>Doblado por jalado y rotatorio.....</i>	15
2.2.12	<i>Máquinas curvadoras.....</i>	16
2.2.12.1	<i>Máquinas curvadoras manuales.....</i>	16
2.2.12.2	<i>Máquinas curvadoras automatizadas.....</i>	16
2.2.13	<i>Selección de la alternativa más adecuada para la construcción de la máquina dobladora.....</i>	17
2.2.13.1	<i>Caja negra.....</i>	17
2.2.13.2	<i>Estructura funcional.....</i>	18
2.2.13.3	<i>Generación de alternativas.....</i>	20

2.2.13.4	<i>Metodología de evaluación y resultados.....</i>	20
2.2.13.5	<i>Matriz morfológica.....</i>	21
2.2.13.6	<i>Puntaje y criterios de evaluación para la matriz de proyección.....</i>	21
2.2.13.7	<i>Criterios de evaluación para la matriz de proyección.....</i>	22
2.2.13.8	<i>Puntaje y criterios de evaluación para la matriz.....</i>	24
2.2.13.9	<i>Conceptos solución.....</i>	26
2.2.13.10	<i>Evaluación de las rutas de solución.....</i>	28
2.2.13.11	<i>Esquema de la alternativa seleccionada.....</i>	31
<b>3.</b>	<b>DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA</b>	<b>32</b>
3.1	Plasticidad elemental.....	32
3.1.1	<i>Deformación plástica.....</i>	32
3.1.2	<i>Recuperación elástica.....</i>	32
3.1.3	<i>Momento flector.....</i>	33
3.1.4	<i>Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante.....</i>	34
3.2	Sistemas que componen la máquina dobladora de cerchas.....	35
3.2.1	<i>Bastidor y estructura soporte de accesorios del sistema hidráulico, eléctrico y transmisión.....</i>	36
3.2.1.1	<i>Bastidor.....</i>	36
3.2.1.2	<i>Estructura de soporte del sistema hidráulico, eléctrico y transmisión.....</i>	36
3.2.2	<i>Sistema de sujeción y curvado.....</i>	36
3.2.2.1	<i>Brazo curvador.....</i>	36
3.2.2.2	<i>Prensas.....</i>	37
3.2.2.3	<i>Riel de la curva base.....</i>	37
3.2.3	<i>Sistema eléctrico.....</i>	38
3.2.3.1	<i>Palancas trifásicas (breque).....</i>	39
3.2.3.2	<i>Conductores eléctricos.....</i>	39
3.2.3.3	<i>Panel de control.....</i>	40
3.2.3.4	<i>Motor eléctrico.....</i>	40
3.2.4	<i>Sistema hidráulico.....</i>	43
3.2.4.1	<i>Depósito o tanque de aceite.....</i>	44
3.2.4.2	<i>Bomba hidráulica.....</i>	46
3.2.5	<i>Cilindro hidráulico.....</i>	49
3.2.6	<i>Válvula direccional.....</i>	50
3.2.6.1	<i>Válvulas unidireccionales.....</i>	50
3.2.6.2	<i>Válvulas direccionales de dos vías.....</i>	51
3.2.7	<i>Mangueras de presión.....</i>	51
3.2.8	<i>Fluido hidráulico.....</i>	51
3.2.8.1	<i>Vida útil del aceite hidráulico.....</i>	52
3.2.8.2	<i>Filtro de aceite.....</i>	52
3.2.9	<i>Manómetro.....</i>	52
3.2.10	<i>Sistema de transmisión.....</i>	53
3.2.11.1	<i>Bandas de transmisión.....</i>	53
3.2.11.2	<i>Poleas.....</i>	58
<b>4.</b>	<b>DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA</b>	<b>61</b>
4.1	Dimensionamiento del riel base.....	61

4.2	Dimensionamiento del brazo formador de la curva.....	62
4.3	Cálculo de la fuerza necesaria para doblar un tubo en la curva.....	64
4.4	Cálculo y selección del cilindro hidráulico de doble efecto.....	67
4.4.1	<i>Presión real del cilindro.....</i>	71
4.5	Diseño de los componentes del brazo curvador.....	71
4.5.1	<i>Diseño del tornillo de potencia.....</i>	71
4.5.2	<i>Diseño del brazo.....</i>	93
4.5.3	<i>Diseño de rodillo.....</i>	94
4.5.4	<i>Diseño de la media caña.....</i>	96
4.6	Diseño de las prensas.....	98
4.6.1	<i>Dimensionamiento de la prensa.....</i>	98
4.6.2	<i>Diseño del tornillo de la prensa.....</i>	99
4.6.3	<i>Diseño de la media caña de la prensa.....</i>	111
4.7	Diseño del bastidor.....	113
4.7.1	<i>Los parantes.....</i>	114
4.7.2	<i>Las bases.....</i>	116
4.8	Selección del motor eléctrico.....	118
4.8.1	<i>Circuito eléctrico del motor.....</i>	119
4.9	Sistema de transmisión.....	120
4.9.1	<i>Selección de la banda.....</i>	120
4.9.2	<i>Cálculo y selección de las poleas.....</i>	121
4.9.2.1	<i>Determinación del diámetro de la polea conducida.....</i>	122
4.9.2.2	<i>Selección de las poleas.....</i>	122
4.9.2.3	<i>Distancia entre centros.....</i>	123
4.9.2.4	<i>Longitud de la banda.....</i>	124
4.9.2.5	<i>Ángulo de contacto de la banda con la polea menor.....</i>	126
4.9.2.6	<i>Potencia transmitida efectiva por la banda.....</i>	126
4.9.2.7	<i>Calculo del número de bandas.....</i>	128
4.9.2.8	<i>Velocidad de la banda.....</i>	129
4.9.2.9	<i>Factor de seguridad.....</i>	130
4.9.2.10	<i>Fuerza transmitida por las bandas.....</i>	131
4.9.2.11	<i>Número de pasadas.....</i>	135
4.10	Cálculo y diseño del sistema hidráulico.....	136
4.10.1	<i>Selección de la bomba hidráulica.....</i>	137
4.11.1.1	<i>Calculo del caudal real que eroga la bomba.....</i>	139
4.10.2	<i>Selección de la válvula direccional.....</i>	139
4.10.3	<i>Selección de las mangueras.....</i>	140
4.10.4	<i>Diseño del depósito o tanque hidráulico.....</i>	141
4.10.5	<i>Tiempo real de salida del vástago del cilindro.....</i>	142
4.11	Diseño de la estructura soporte de accesorios del sistema eléctrico, hidráulico y transmisión.....	143
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA</b>	<b>144</b>
5.1	Infraestructura.....	144
5.2	Máquinas herramientas.....	144
5.3	Herramientas manuales.....	144
5.4	Instrumentos de medición y verificación.....	145
5.5	Equipos y accesorios.....	145
5.6	Materia prima.....	146

5.7	Insumos y consumibles.....	146
5.8	Detalle de la construcción.....	146
5.8.1	<i>Curso grama de construcción de los componentes de la máquina....</i>	148
5.8.1.1	<i>Construcción del bastidor.....</i>	149
5.8.1.2	<i>Construcción del sistema de sujeción y curvado.....</i>	149
5.8.1.3	<i>Construcción del brazo curvador.....</i>	150
5.8.1.4	<i>Construcción de las cañas desmontables.....</i>	150
5.8.1.5	<i>Sistema de transmisión.....</i>	151
5.8.1.6	<i>Sistema eléctrico.....</i>	151
5.9	Montaje de los elementos de la dobladora.....	152
5.9.1	Curso grama de montaje de la dobladora.....	152
<b>6.</b>	<b>PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS</b>	<b>154</b>
6.1	Informes de pruebas de campo.....	154
6.1.1	<i>Informe de prueba de funcionamiento N° 01.....</i>	154
6.1.1.1	<i>Datos informativos.....</i>	154
6.1.1.2	<i>Objetivos.....</i>	154
6.1.1.3	<i>Herramientas y materiales utilizados.....</i>	154
6.1.1.4	<i>Análisis.....</i>	155
6.1.2	<i>Informe de prueba de funcionamiento N° 02.....</i>	155
6.1.2.1	<i>Datos informativos.....</i>	155
6.1.2.2	<i>Objetivos.....</i>	155
6.1.2.3	<i>Herramientas y materiales.....</i>	156
6.1.2.4	<i>Análisis.....</i>	156
6.1.3	<i>Informe de prueba de funcionamiento N° 03.....</i>	156
6.1.3.1	<i>Datos informativos.....</i>	156
6.1.3.2	<i>Objetivos.....</i>	156
6.1.3.3	<i>Herramientas y materiales.....</i>	157
6.1.3.4	<i>Análisis.....</i>	157
6.1.4	<i>Informe de prueba de funcionamiento N° 04.....</i>	157
6.1.4.1	<i>Datos informativos.....</i>	157
6.1.4.2	<i>Objetivos.....</i>	157
6.1.4.3	<i>Herramientas y materiales.....</i>	158
6.1.4.4	<i>Análisis.....</i>	158
6.2	Análisis y discusión de resultados.....	158
<b>7.</b>	<b>MANUAL DE OPERACION Y PLAN DE MANTENIMIENTO</b>	<b>159</b>
7.1	Manual de operaciones para el usuario.....	159
7.1.1	<i>Operación.....</i>	159
7.1.2	<i>Requerimientos que debe tenerse en cuenta para operar la máquina</i>	159
7.1.3	<i>Pasos que se deben seguir para operar la máquina.....</i>	160
7.2	Plan de mantenimiento.....	160
7.2.1	<i>Mantenimiento.....</i>	160
7.2.2	<i>Frecuencia del mantenimiento.....</i>	161
<b>8.</b>	<b>ANÁLISIS ECONÓMICO- FINANCIERO</b>	<b>162</b>
8.1	Recursos.....	162
8.2	Recursos institucionales.....	162
8.3	Análisis de costos.....	162

8.3.1	<i>Costos directos</i> .....	162
8.3.1.1	<i>Costos de materia prima</i> .....	162
8.3.1.2	<i>Materiales directos</i> .....	168
8.3.1.3	<i>Materiales consumibles</i> .....	169
8.3.1.4	<i>Costo de mano de obra</i> .....	170
8.3.1.5	<i>Costo de equipos y herramientas</i> .....	170
8.3.1.6	<i>Costo de equipos de protección personal</i> .....	171
8.3.1.7	<i>Costos por transporte de materiales</i> .....	171
8.3.1.8	<i>Valor total de costos directos</i> .....	171
8.3.2	<i>Costos indirectos</i> .....	172
8.3.3	<i>Costos totales</i> .....	172
8.3.4	<i>Presupuesto requerido</i> .....	172
8.3.5	<i>Costos por operación y mantenimiento</i> .....	172
8.4	Salvamento de la dobladora.....	174
8.5	Depreciación de la dobladora.....	175
8.5.1	<i>Método de la línea recta</i> .....	175
8.6	Cálculo del valor actual neto.....	177
8.7	Cálculo de la tasa interna de retorno.....	178
<b>9.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>180</b>
9.1	Conclusiones.....	180
9.2	Recomendaciones.....	181

## **BIBLIOGRAFÍA**

## **ANEXOS**

## **PLANOS**

## LISTA DE TABLAS

### Pág.

1	Propiedades del tubo estructural cuadrado.....	9
2	Puntuación para evaluación.....	21
3	Criterios de evaluación.....	22
4	Criterios de evaluación para técnica de curvado.....	22
5	Criterios de evaluación para aplicación de la fuerza de curvado.....	23
6	Criterios de evaluación para utillajes.....	23
7	Puntuación para evaluación.....	24
8	Puntuación para evaluación relativa.....	25
9	Criterios de evaluación.....	29
10	Puntuación de conceptos.....	29
11	Puntuación de conceptos.....	29
12	Clasificación de bombas.....	47
13	Perfiles normalizados correa trapezoidal.....	55
14	Cargas Q de tensado.....	57
15	Coefficientes C1 y C2.....	58
16	Desplazamientos mínimos para el montaje.....	60
17	Selección del cilindro de doble efecto.....	69
18	Valor de $\emptyset$ para tuercas.....	73
19	Valores para resistencia al desgaste.....	73
20	Principales dimensiones de las roscas Acme americana estándar.....	74
21	Coefficientes $W_i$ y $W_o$ para roscas estándar.....	80
22	Altura de trabajo del filete roscas estándar.....	82
23	Factores de concentración de esfuerzos por fatiga.....	85
24	Constantes del factor de superficie.....	89
25	Factor de tamaño y forma.....	89
26	Factor de confiabilidad.....	90
27	Factor de temperatura.....	90
28	Motores trifásicos WEG.....	119
29	Diámetro recomendado de polea conductora.....	121
30	Diámetro recomendado de polea conductora.....	121
31	Selección de diámetro de poleas conducida y conductora.....	123
32	Poleas seleccionadas.....	123
33	Longitud primitiva de correas trapezoidales.....	125
34	Factor por razón de transmisión $k_u$ .....	127
35	Factores de cálculo $k_1$ , $k_2$ , $k_3$ y $k_4$ en base al perfil de la banda.....	127
36	Coefficiente de arco de contacto.....	128
37	Coefficiente de corrección por longitud de banda.....	129
38	Selección de la banda.....	130
39	Factor de servicio.....	131
40	Factor $K_c$ .....	132
41	Factor de esfuerzo de tensión máxima.....	134
42	Parámetros de durabilidad de la banda $k$ y $b$ .....	135
43	Selección de la bomba hidráulica.....	139
44	Selección de válvula direccional.....	139

45	Curvas de válvula direccional.....	140
46	Selección de la manguera.....	141
47	Operaciones tecnológicas de la construcción de la máquina.....	146
48	Nomenclaturas de operaciones tecnológicas.....	148
49	Tiempos utilizados en las máquinas herramientas, herramientas manuales y mano de obra.....	152
50	Operaciones tecnológicas del montaje de la dobladora.....	152
51	Proceso de operación de la máquina.....	160
52	Manual de mantenimiento.....	161
53	Costos de fabricación del sistema de sujeción y curvado.....	163
54	Costos de estructura metálica soporte.....	165
55	Costos de fabricación del sistema eléctrico.....	166
56	Costos de fabricación del sistema hidráulico.....	167
57	Costos del sistema de transmisión.....	167
58	Costo de materiales directos.....	168
59	Costo de materiales consumibles.....	169
60	Costo de mano de obra.....	170
61	Costo de equipos y herramientas.....	170
62	Costo de equipos de protección personal.....	171
63	Costos totales directos.....	171
64	Costos totales indirectos.....	172
65	Depreciación anual de la dobladora.....	176
66	Flujo de caja.....	176
67	Interés compuesto.....	178

## LISTA DE FIGURAS

### Pág.

1	Carrocería de bus.....	3
2	Estructura de una carrocería de bus.....	4
3	Vista transversal del espacio de supervivencia.....	5
4	Vista longitudinal del espacio de supervivencia.....	5
5	Vista de cerchas de buses.....	6
6	Carrocería con cerchas en tubos cuadrados.....	6
7	Carrocería con cerchas en tubos rectangulares.....	7
8	Carrocería con cerchas de plancha perfilada tipo omega.....	7
9	Tubo estructural cuadrado.....	7
10	Nomenclatura del tubo estructural cuadrado.....	9
11	La naturaleza de un doblado metálico.....	9
12	Diagrama esfuerzo deformación unitario para el acero.....	10
13	Términos en el doblado de un tubo.....	11
14	Curvado por compresión y tracción.....	11
15	Curvado por rodillo y brazo giratorio.....	12
16	Doblado por estiramiento.....	12
17	Doblado a tracción.....	13
18	Doblado a compresión.....	13
19	Doblado en prensa o por flexión pura.....	14
20	Doblado a 3 rodillos.....	15
21	Doblado por jalado y rotatorio.....	15
22	Máquina dobladora manual.....	16
23	Máquina dobladora automatizada.....	17
24	Caja negra.....	17
25	Caja transparente.....	18
26	Matriz morfológica.....	21
27	Matriz morfológica de selección.....	27
28	Esquema tentativo de la máquina a construirse.....	31
29	Deformación plástica del metal.....	32
30	Recuperación plástica del metal.....	32
31	Curva de recuperación elástica.....	33
32	Diagrama de cuerpo libre.....	34
33	Diagrama de fuerza cortante.....	34
34	Diagrama momentoflexionante.....	34
35	Estructura soporte.....	36
36	Brazo curvador.....	37
37	Prensa.....	37
38	Riel de la curva base.....	38
39	Circuito eléctrico tentativo para la máquina.....	39
40	Motor eléctrico.....	40
41	Partes del motorelétrico.....	40
42	Conexión eléctrica en delta.....	42
43	Conexión eléctrica en estrella.....	43
44	Sistema hidráulico.....	44



45	Depósito de aceite.....	44
46	Depósito de aceite hidráulico presurizado.....	45
47	Depósito de aceite hidráulico no presurizado.....	46
48	Simbología del depósito aceite.....	46
49	Bomba hidráulica.....	47
50	Bomba centrífuga.....	48
51	Bomba reciprocante.....	48
52	Partes del cilindro hidráulico.....	49
53	Válvula de accionamiento mecánico manualmente.....	50
54	Manguera de presión.....	51
55	Manómetro de Bourdon.....	53
56	Esquema de una correa trapezoidal.....	55
57	Elementos de correa trapezoidal.....	56
58	Esquema de montaje de una transmisión por correa.....	56
59	Identificación de la correa trapezoidal.....	58
60	Polea de 2 canales.....	58
61	Colocación de la correa en el canal de la polea.....	59
62	Ajuste de la distancia entre poleas.....	60
63	Diagrama de una cercha de bus.....	61
64	Riel base formador de la cercha.....	62
65	Perímetro de la curva de una cercha de bus.....	62
66	Media caña del brazo formador.....	63
67	Rodillo giratorio.....	63
68	Brazo curvador.....	64
69	Diagrama de fuerzas.....	65
70	Diagrama de cuerpo libre de fuerzas.....	65
71	Triángulo formado con la fuerza P.....	66
72	Triángulo para el cálculo del ángulo $\theta$ .....	66
73	Cilindro doble efecto.....	69
74	Tornillo que aprieta el rodillo.....	71
75	Variantes que intervienen en un tornillo de potencia.....	72
76	Longitud de la tuerca.....	75
77	Coefficiente de fricción.....	77
78	Estados de esfuerzos en la raíz del filete.....	84
79	Fuerzas aplicadas al brazo.....	93
80	Mallado del brazo.....	93
81	Análisis del brazo.....	94
82	Tornillo que aprieta el rodillo.....	94
83	Fuerzas aplicadas en el rodillo.....	94
84	Mallado del rodillo.....	95
85	Análisis del rodillo.....	95
86	Factor de seguridad del rodillo.....	95
87	Fuerzas aplicadas a la media caña.....	96
88	Mallado del rodillo.....	96
89	Análisis del rodillo.....	97
90	Factor de seguridad del rodillo.....	97
91	Ubicación de prensas.....	98
92	Prensa.....	98
93	Tornillo de la prensa.....	99

94	Fuerza que actúa en la prensa número 5.....	99
95	Fuerza que actúa en la prensa número 4.....	100
96	Reacciones en las prensas número 4 y prensa número 5.....	101
97	Cojinetes de empuje para una prensa de tornillo.....	104
98	Dimensionamiento de la media caña de la prensa.....	111
99	Fuerzas aplicadas a la media caña de la prensa.....	112
100	Mallado de la media caña de la prensa.....	112
101	Análisis del brazo.....	113
102	Tornillo que aprieta el rodillo.....	113
103	Bastidor.....	114
104	Dimensionamiento de los parantes del bastidor.....	114
105	Fuerzas aplicadas en los parantes del bastidor.....	115
106	Mallado de los parantes del bastidor.....	115
107	Análisis de los parantes del bastidor.....	115
108	Factor de seguridad de los parantes del bastidor.....	116
109	Dimensionamiento de las bases del bastidor.....	116
110	Fuerzas aplicadas a las bases del bastidor.....	117
111	Mallado de las bases del bastidor.....	117
112	Análisis de las bases del bastidor.....	117
113	Factor de seguridad de las bases del bastidor.....	118
114	Circuito de potencia.....	119
115	Selección de la sección de la banda.....	120
116	Selección de bandas en V industrial de sección angosta.....	120
117	Sistema de transmisión por bandas.....	124
118	Diagrama hidráulico.....	137
119	Modelación estructura.....	143
120	Análisis estructura.....	143
121	Construcción del bastidor.....	149
122	Construcción del sistema de sujeción y curvado.....	149
123	Construcción del brazo curvador.....	150
124	Construcción de las medias cañas.....	150
125	Construcción de la polea motriz.....	151
126	Construcción de la caja de control.....	151
127	Montaje total de la máquina.....	153
128	Diagrama de evaluación financiera.....	177
129	Interés vs. VAN.....	178

## SIMBOLOGÍA

$P$	Presión	Bares
$A$	Área del cilindro	
$D$	Diámetro del cilindro	
$\phi_v$	Diámetro del vástago del cilindro	
$\varepsilon$	Deformación unitaria	
$F$	Fuerza del rodillo	N
$F_{avance}$	Fuerza de avance	N
$F_{retorno}$	Fuerza de retorno	N
$Q$	Caudal	l/min
$V$	Velocidad de salida del vástago	mm/s
$t$	Tiempo	
$P_c$	Fuerza del cilindro	N

## LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de Hierro y Acero)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para la Evaluación y Materiales)
AWS	American Welding Society (Sociedad Americana de Soldadura)
ISO	Organización Internacional de Normalización
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano de Normalización
EPPs	Equipo de protección personal

## **LISTA DE ANEXOS**

- A** Datos técnicos del tubo estructural cuadrado
- B** Datos técnicos del cilindro hidráulico
- C** Datos técnicos del acero AISI 4340
- D** Fotografías de la construcción de la máquina

## **RESUMEN**

El diseño y construcción de la máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses para la empresa Carrocerías Altamirano de Ambato, tiene como objeto automatizar con un sistema hidráulico el doblado del tubo que permite reducir tiempos de ejecución, costos de fabricación; y, enfermedades laborales.

La organización para desarrollar el estudio utiliza metodología y herramientas de investigación e inicia con un diagnóstico de necesidades para el mejoramiento del proceso identificando una solución establecida en la de técnica de doblado con la metodología de PahlBeitz; por lo que se procedió al diseño y construcción previo al dimensionamiento, la modelación matemática y elementos finitos y determinación de los componentes. Las fases de construcción se especifican en construcción del bastidor de la máquina, sistema de sujeción y curvado, sistema hidráulico, sistema eléctrico y sistema de transmisión.

Para la construcción y montaje de la máquina se elaboró una guía de las operaciones tecnológicas realizadas para luego a través de los curso gramas determinar el tiempo total utilizado. Las pruebas de funcionamiento dieron como resultado que la máquina se encuentra estructurada y ensamblada en base a las normas, garantizando el óptimo funcionamiento y la calidad esperada. El procedimiento para realizar las pruebas se basa en una guía de operación, verificación y manipulación. Además, se incluye un manual de operación y plan de mantenimiento que permitirá el buen uso y conservación del bien.

La investigación tiene un costo de 6.837,12 U.S.D, y facilita a que en el futuro pueda realizar otras funciones adaptables con nuevas tecnologías, abriendo posibilidades de otros estudios tecnológicos. La máquina dobladora se encuentra funcionando en la empresa generando beneficio y apoyando el desarrollo productivo en el país. Su diseño y construcción es único, personalizado y de fácil adquisición por su costo.

## **ABSTRACT**

The design and construction of the semi-automatic square-tube bending 50x50x2mm

machine used as truss of the bus body structure for the Altamirano Automobile body Structure Company, The objective is to automate the tube bending with a hydraulic system allowing reducing time operation, manufacturing cost and occupational diseases.

The organization to develop the study used methodology and tools research and started with the needs diagnosis for improving the process identifying a solution established in the bending technique with the PalhBeitz; design methodology; followed by the design and construction previous dimensioning, mathematical modeling, finite elements and component determination. The construction phases are specified in the construction of body-on-frame, bolting and bending system, hydraulic system, electrical system and transmission system.

For the construction and assembly machine was elaborated a technological operational guide and then through a flowchart determine the total time spent. The operational test resulted in the machine is structured and assembled in basis of standards, ensuring the optimal performance and the quality expected. The procedure for performing test is based in an operational guide, verification and manipulation. Moreover, an operational guide and maintenance plan are included which will allow both the correct use and keep in good condition of the machine.

The cost of the research is 6.832,20 U.S.D, which facilitates in the future can perform other functions adaptable with new technologies, opening up possibilities of other technological studies. The bending machine is found operating in the company generating benefit and support the productive development of the country. Its design and construction is unique, customized and by its cost easy to purchase.

# CAPÍTULO I

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

Las fábricas de carrocerías metálicas para buses procuran en su diseño y construcción brindar comodidad y seguridad para sus usuarios, requisitos que se encuentran establecidos en las normas técnicas ecuatorianas INEN, por lo que el sector carrocerero se encuentra preocupado por cumplir con todas las exigencias y a la vez innovar los diferentes procesos constructivos que marquen la diferencia ante el creciente nivel de competitividad del sector a nivel nacional e internacional.

### 1.2 Justificación

Esta necesidad tiene su origen en Carrocerías Altamirano de la ciudad de Ambato una empresa dedicada a la construcción de carrocerías para buses. En la construcción de carrocerías para lograr mayor seguridad se ha determinado que las cerchas de tubo cuadrado de 50x50x2mm deben ser doblado a un radio determinado, para que el material no pierda sus propiedades y de esta manera, por la uniformidad del doblado se garantice un mejor acabado.

Este proyecto persigue que los materiales utilizados específicamente en la construcción de cerchas utilizadas en la estructura de una carrocería de buses pierdan sus propiedades en lo menos posible; para esto es necesario automatizar por intermedio de sistemas hidráulicos el proceso de doblado, este es el objetivo de la tesis.

Por medio de la construcción de esta máquina también se pretende aumentar la productividad y disminuir los costos de mano de obra a un 50% ya que generalmente este proceso se lo realiza manualmente con la utilización de 4 personas, pero con este nuevo sistema a implementarse se lo reducirá a 2 personas que serán el operario y un ayudante.



### **1.3      Objetivos**

**1.3.1   Objetivo general.** Diseñar y construir una máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses.

**1.3.2   Objetivos específicos:**

Estudiar los tipos de dobladoras y determinar la alternativa adecuada.

Describir los elementos de la dobladora seleccionada.

Diseñar los sistemas y mecanismos de la dobladora.

Seleccionar los elementos de los sistemas de la máquina.

Construir la máquina.

Realizar el montaje de la máquina.

Realizar pruebas de funcionamiento de la máquina.

Elaborar el manual de operación y mantenimiento.

Realizar el estudio económico – financiero.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Marco conceptual

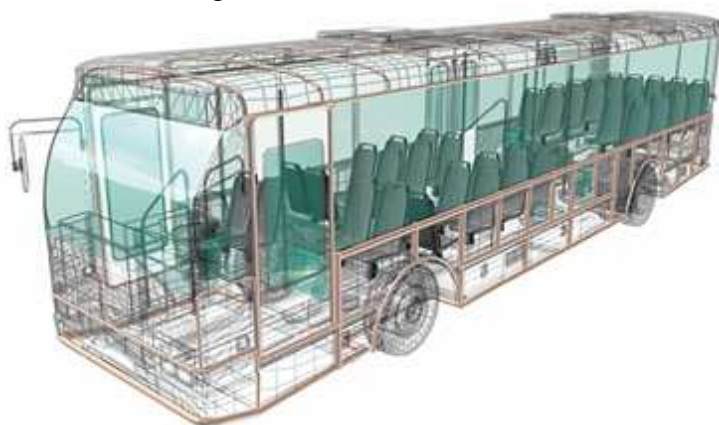
**Carrocería.** Conjunto de estructuras, elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas.(NTE INEN 1323 , 2009)

**Elcurvado.** La norma DIN 8582 define el curvado como el proceso de deformación plástica o permanente que sufre un material tras aplicar sobre el mismo un determinado esfuerzo flector. El curvado se efectúa en frío, ya que sólo los espesores muy gruesos requieren un calentamiento previo. (BUSTAMANTE, Héctor Daniel, 2010)

#### 2.2 Marco teórico

**2.2.1 Carrocerías de buses.** La carrocería es el armazón del bus formado por perfiles y planchas metálicas unidas entre sí, cuyo interior se destina para los habitáculos de los pasajeros.(ANDRADE, García Luis, MÉNDEZ, Canching Pablo, 2012)

Figura 1. Carrocería de bus



Fuente: [http://www.antala.com/m\\_docs/BETAPRIME\\_5404.pdf](http://www.antala.com/m_docs/BETAPRIME_5404.pdf)

La carrocería es un elemento importante de seguridad pasiva, ya que en caso de colisión

absorbe la mayor cantidad de energía posible. El diseño de todas las carrocerías se basan en disipar desaceleraciones superiores a las que puede soportar el cuerpo humano.(Sistem Cover, 2013)

Actualmente para diseñar una estructura metálica de un bus se debe tomar muy en cuenta las condiciones de carga dinámicas y a las que va a estar sometida en caso de un accidente, por ejemplo la carrocería de un bus interprovincial tiene que ser más robusta que la de un bus urbano.

**2.2.2** *Estructura de una carrocería de bus.* El compartimiento ocupado por viajeros y conductor debe ser capaz de soportar impactos de cierto nivel y conservar, después de la deformación, un espacio residual de supervivencia. Hasta la fecha se ha trabajado principalmente en resistencia lateral al vuelco, en la actualidad, ante la problemática de accidentes existentes, se están desarrollando proyectos donde se investiga el impacto frontal en especial el puesto de conductor y acompañante. (Ing. LÓPEZ, Gonzalo, 2012)

Figura 2. Estructura de una carrocería de bus



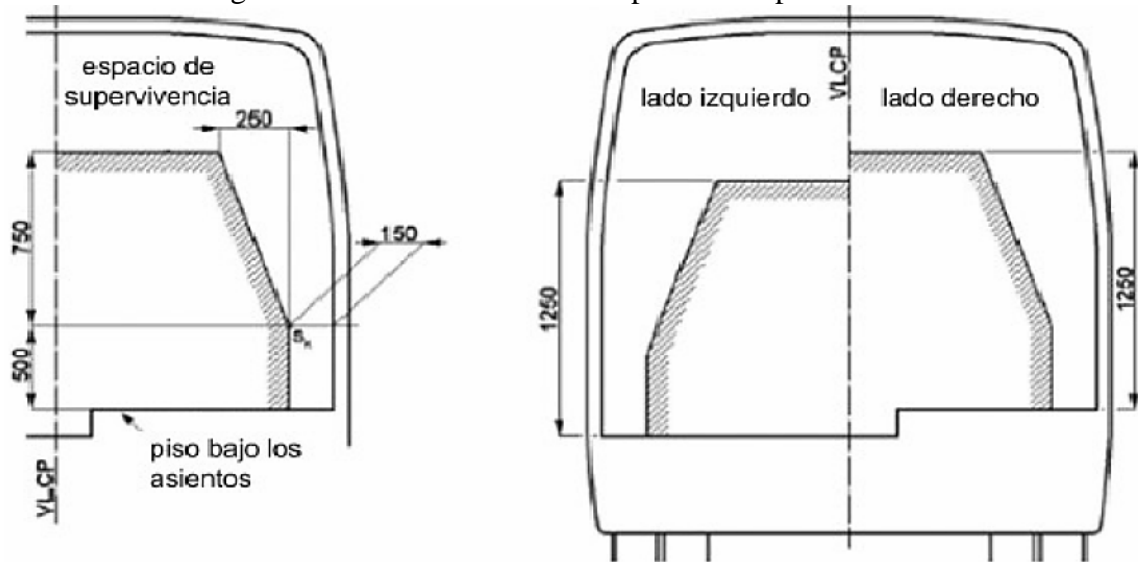
Fuente: Autores

**2.2.3** *Espacio de supervivencia en una carrocería de bus.* Es el volumen que se obtiene en el compartimiento de ocupantes, desplazando en línea recta el plano vertical indicado en la Figura 3 de manera que se pase el punto SR de la Figura 4 desde el punto SR del último asiento exterior a través del punto SR de cada asiento exterior intermedio hasta el punto SR del primer asiento exterior del ocupante (2).

El objeto de las figuras 3 y 4 es indicar las dimensiones en milímetros del espacio de

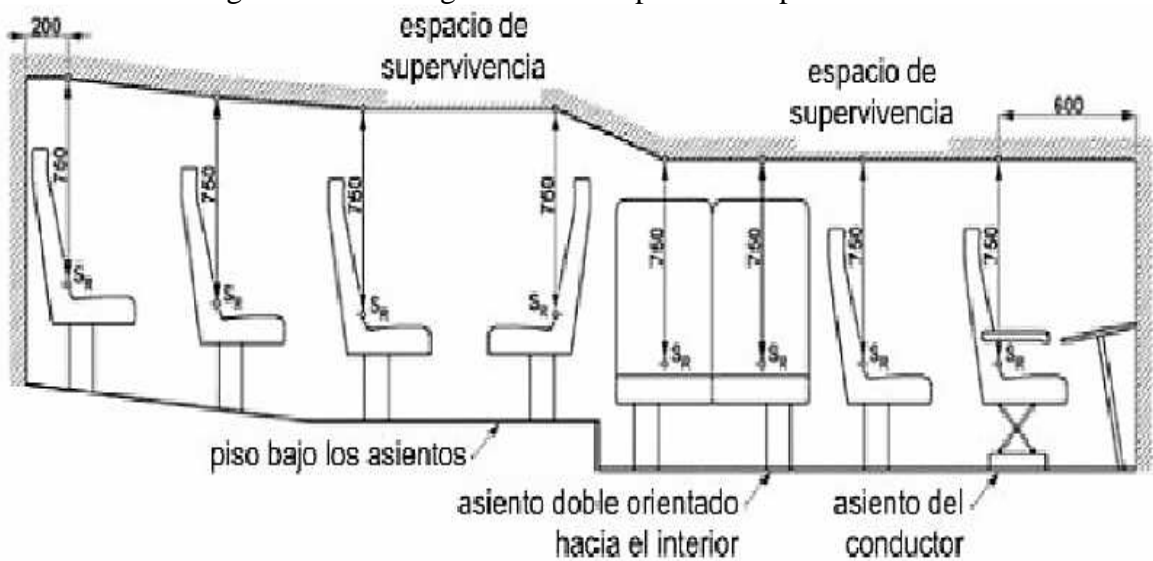
supervivencia. Las figuras 3 y 4 no están relacionadas con una forma geométrica o distribución de asientos específica en las carrocerías. (NTE INEN 1323 , 2009)

Figura 3. Vista transversal del espacio de supervivencia



Fuente: INEN NTR 1323:2009, pág. 1

Figura 4. Vista longitudinal del espacio de supervivencia



Fuente: INEN NTR 1323:2009, pág. 3

**2.2.4 Las cerchas de una estructura de bus.** Las cerchas o cimbras de los techos de los buses deben ir colocadas con separaciones convenientes entre ellas. Así, cuando el vehículo se vira o se vuelca la carrocería no se deforma ni se rompe sino se convierte en una especie de “caja de seguridad”.

Figura 5. Vista de cerchas de buses



Fuente: Autores

Para la fabricación de las cerchas de las carrocerías de buses, cada empresa carrocera tiene su método, técnica y la utilización de un determinado tipo de perfil estructural protegido contra la corrosión que cumpla con las NTE INEN correspondientes vigentes o en el caso de no existir Normas Técnicas Ecuatorianas NTE INEN se deben utilizar las normas o reglamentos equivalentes de reconocido prestigio, tales como: ASTM, DIN, JIS, ANSI.

**2.2.5** *Tipos de cerchas para carrocerías.* Los tipos de cerchas de las carrocerías varían en la forma y el tipo de perfil estructural ASTM utilizado, a continuación se muestran fotografías de algunas de ellas:

**2.2.5.1** *Cerchas en tubo cuadrado galvanizado*

Figura 6. Carrocería con cerchas en tubo cuadrado



Fuente: Autores

**2.2.5.2** *Cerchas en tubo rectangular*

Figura 7. Carrocería con cerchas en tubo rectangular.



Fuente: Autores

### 2.2.5.3 Cerchas tipo omega con plancha perfilada

Figura 8. Carrocería con cerchas de plancha perfilada tipo omega

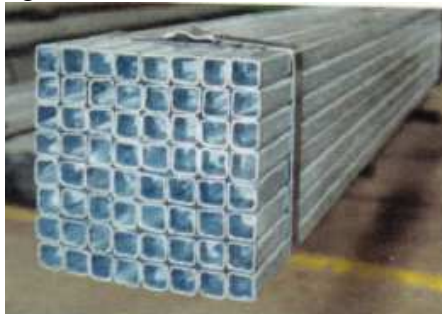


Fuente: Autores

**2.2.6 Perfil estructural más utilizado en carrocerías de buses.** El perfil estructural ASTM más utilizado por la mayoría de las empresas carroceras incluida Carrocerías Altamirano de la ciudad de Ambato, en la producción de las cerchas de una carrocería de bus es en tubo cuadrado galvanizado de 50x50x2mm y 50x50x3mm.

### 2.2.7 Tubo estructural cuadrado

Figura 9. Tubo estructural cuadrado



Fuente: Catálogo IPAC

#### 2.2.7.1 Especificaciones generales

Largo normal : 6m

Recubrimiento : Negro o galvanizado

Dimensiones : Desde  $\frac{3}{4}$  a 4 pulgadas (20x20) a (100x100) mm

Espesores : Desde 1,5mm a 4mm

Calidad del Acero: JIS G3132 SPHT-1 ASTM A569

#### **2.2.7.2** *Aplicaciones.* Usos estructurales e industriales

- Carrocerías.
- Portones.
- Postes señalización de tránsito.
- Muebles metálicos.
- Máquinas para gimnasio.
- Columnas de estructuras.
- Cerramientos.
- Casetas de guardianía.
- Estructuras para letreros.
- Estructuras metálicas.
- Maquinaria industrial.
- Remolques.
- Estructuras para varios tipos de techo.(IPAC, 2013)

#### **2.2.7.3** *Norma interna*

Tolerancia Dimensional:  $\frac{3}{4}$  (20x20) - (100x100) 4" + 0,30mm

Variación longitudinal: - 0 +10mm

Rectitud: 0,4% de longitud (máximo)

Radio máximo: 3 veces de espesor

#### **2.2.7.4** *Nomenclatura*

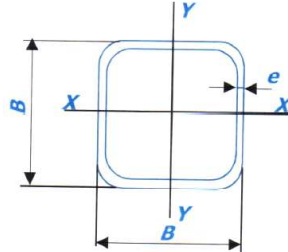
A = Área de la selección transversal del tubo,  $cm^2$

I = Momento de inercia de la sección

$W$  = Modulo resistente de la sección,  $cm^3$

$i$  = Radio de giro de la sección,  $cm$

Figura 10. Nomenclatura del tubo estructural cuadrado



Fuente: Catálogo IPAC

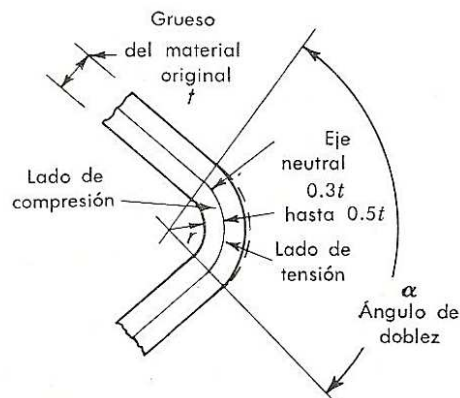
Tabla 1. Propiedades del tubo estructural cuadrado

DIMENSIONES			PESO	AREA	PROPIEDADES EJES X-X E Y-Y		
Designación Plg	B mm	e mm	P Kg/6mm	A $cm^2$	I $cm^4$	W $cm^3$	i cm
2	50	2,0	17,58	3,74	14,13	5,65	1,94
		3,0	25,50	5,41	19,4	7,76	1,89

Fuente: Catalogo IPAC

**2.2.8 Fundamentos de doblado de metales.** El doblado de metales es un proceso que ocurre al aplicarle a un metal de superficie recta esfuerzos superiores al límite elástico o punto de cedencia, en una dirección diferente al eje neutral del material, así se consigue una deformación plástica permanente en forma de curva (ver Figura 11).

Figura 11. La naturaleza de un doblado metálico



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

A pesar de esto, el metal al cual se le haya aplicado un esfuerzo más allá del límite elástico es capaz de manifestar cierta cantidad de recuperación elástica. Si se hace un

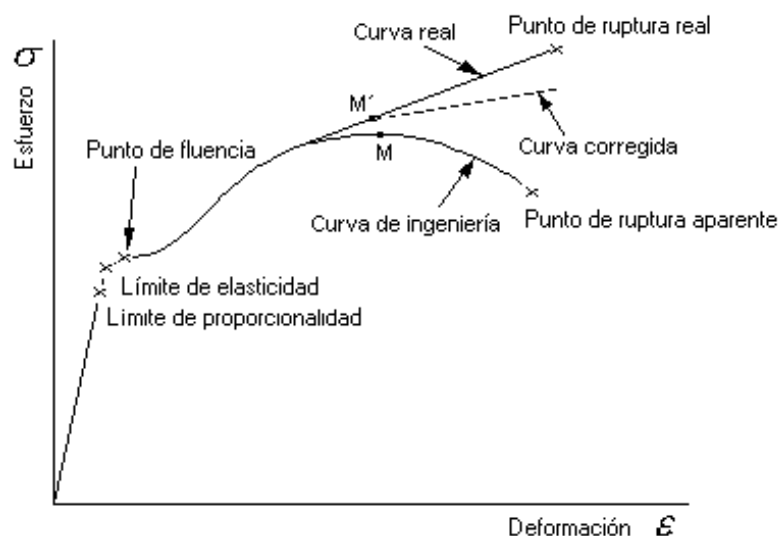


doblez hasta cierto ángulo puede esperarse que regrese hasta un ángulo un poco menor cuando se deja libre el material.

Este retroceso es mayor para radios más pequeños, materiales más gruesos, ángulos de doblez más grandes y materiales endurecidos. Por lo general se devuelven entre 2° y 4°. Al realizar dobleces en los metales es recomendable realizar el trabajo en frío, a temperatura ambiente evitando calentar el material, ya que aunque esto puede incrementar su plasticidad, al aumentar la temperatura se afecta la estructura interna del elemento, cristalizándolo, lo que causa una disminución de la resistencia mecánica de éste.

Al deformar un metal en frío a medida que aumenta el trabajo se requiere más fuerza y la dureza del material se incrementa, sin embargo se debe tener especial cuidado en no sobrepasar el esfuerzo de ruptura del material porque a partir de este esfuerzo el metal se rompe (ver figura 12).

Figura 12. Diagrama esfuerzo-deformación unitario para el acero



Fuente. <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

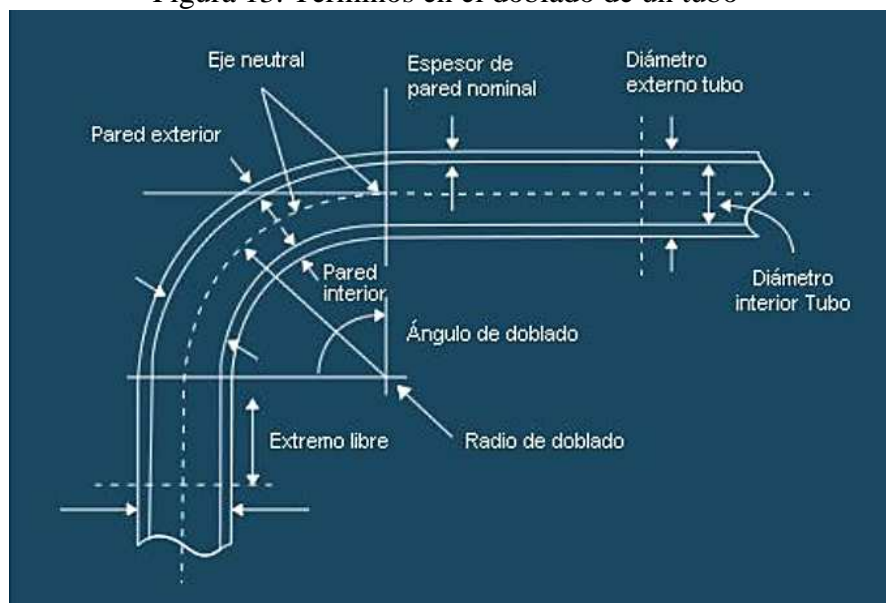
**2.2.9 Doblado de tubos.** Los materiales de formas y paredes delgadas como la tubería podrían unirse en sus esquinas por medio de uniones comerciales como codos o por soldadura, pero resulta más económico y confiable el proceso de doblado. Los tubos se doblan por métodos que buscan no aplastarlos ni deformarlos en la sección de la curvatura.

El radio de doblado se define como el radio de curvatura del eje neutral del tubo. Hace

referencia a los grados existentes entre el eje neutral de cada uno de los extremos libres de la curva de tubería.

El diámetro interior y exterior del tubo, el espesor de pared nominal y el eje neutral son característicos del tubo seleccionado como materia prima. El ángulo y radio de doblado dependen de los requerimientos de lo que se está fabricando. La pared interior y exterior en el área de la curva dependen del ángulo y radio generados, además, del proceso y máquina de doblado utilizada. (ver Figura. 13).(MOYARYA, Guillermo, 2013)

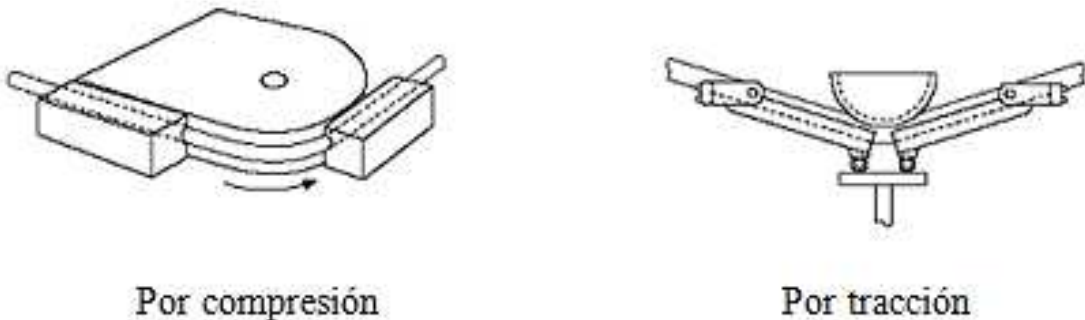
Figura 13. Términos en el doblado de un tubo



Fuente. <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

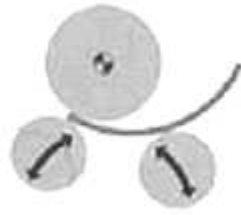
**2.2.10 Técnicas de curvado.** Existen diferentes técnicas de curvado, entre las cuales pueden destacarse como más habituales las siguientes:

Figura 14. Curvado por compresión y tracción

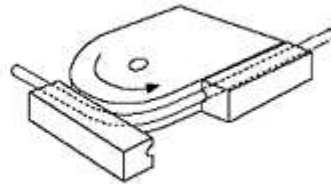


Fuente: <http://www.curva-man.com/curvado.htm>

Figura 15. Curvado por rodillo y brazo giratorio



Por rodillos



Con brazo giratorio

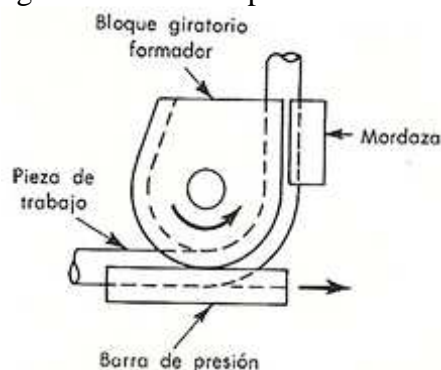
Fuente: <http://www.curva-man.com/curvado.htm>

Tecnológicamente de los cuatro tipos de curvado el con brazo giratorio es la tecnología actualmente más precisa y versátil. Permite producir piezas muy complejas con una estricta calidad y gran capacidad de automatización.(CURVA, 2013)

**2.2.11 Técnicas de doblado de tubos.** Las técnicas usadas comúnmente para doblar tubos son: doblado por estiramiento, doblado a tracción, doblado por compresión, doblado por flexión pura, doblado por rodillos, doblado con brazo giratorio.

**2.2.11.1 Doblado por estiramiento.** Se fija el tubo con mordazas contra un bloque o dado formador que gira y tira del metal amoldándolo contra el doblado. La pieza de trabajo que entra en el doblador recibe apoyo mediante una barra de presión. Este método es muy utilizado para trabajo con tubos de pared delgada y para radios de doblados pequeños. Este proceso se muestra en la Figura 16.

Figura 16. Doblado por estiramiento

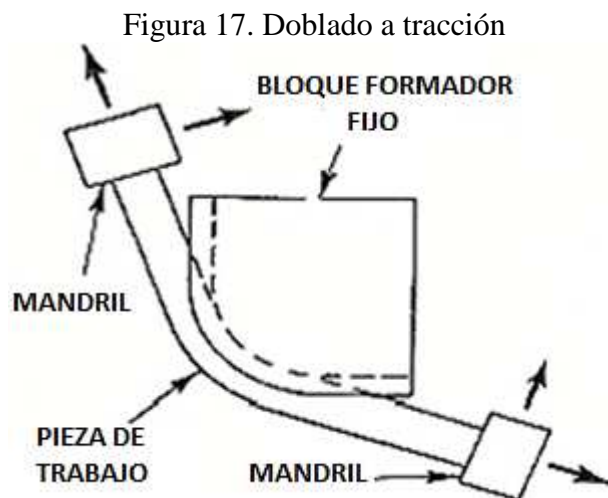


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

En algunas ocasiones se inserta un mandril, herramienta usada para apoyar el interior del tubo y así mejorar la calidad de la curva, reduciendo al mínimo cualquier aplanado, y para ayudar a controlar el arrugado durante el ciclo de doblado. Los mandriles

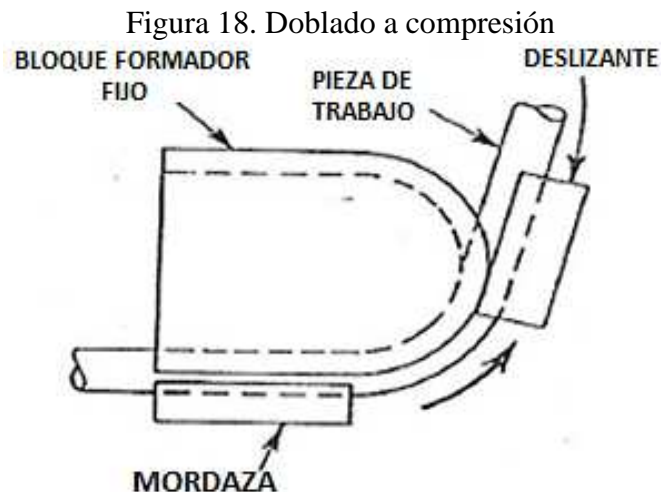
utilizados comúnmente son esferas, cable, laminadoras o arena. El radio de curvatura máximo utilizando este método es de 180 grados.

**2.2.11.2 Doblado a tracción.** El tubo se tracciona desde ambos extremos mientras se dobla sobre un bloque formador, esta técnica está limitada a dobleces de radios grandes pero es apropiado para curvas que no son circulares. En la Figura 17 se muestra un esquema del doblado a tracción.



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

**2.2.11.3 Doblado a compresión.** El tubo de trabajo se fija con una mordaza y se le obliga envolverse en torno a un dado formador fijo usando una mordaza deslizante. Esta técnica permite hacer series de dobleces que casi no dejan espacios libres entre ellos (ver Figura 18).



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

**2.2.11.4 Doblado en prensa o por flexión pura.** Se crea una curva presionando un dado formador sobre el tubo en un movimiento. El tubo es soportado por un par de dados separados, que rotan a medida que el conformador se mueve hacia el centro empujando el tubo. Este movimiento envuelve el tubo alrededor del conformador, permitiendo que los dados de los extremos apoyen el tubo en cada lado.

Este proceso es muy rápido y es excelente para altas producciones. Sin embargo se deben cambiar los dados o la distribución de los mismos para generar diferentes variedades de curvas.

El radio de curva máximo es 110 grados (ver Figura 19).

Figura 19. Doblado en prensa o por flexión pura



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

**2.2.11.5 Doblado a rodillos.** Esta técnica utiliza tres dados cilíndricos para formar la curva. Este estilo de doblado se utiliza típicamente para desarrollar curvas grandes de radio y para enrollar tubería (serpentes).

La curva se crea cuando el dado de centro superior de la curva se mueve ajustándose al tubo, mientras que los dos dados, izquierdo y derecho, más bajos de la curva, rotan al mismo tiempo en una dirección y posteriormente en la dirección contraria al momento requerido (ver Figura 20).

Figura 20. Doblado a 3 rodillos



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

**2.2.11.6 Doblado por jalado y rotatorio.** Ésta es la plataforma de doblado más versátil. Este tipo de dobladora puede usarse con o sin un mandril de soporte interno; con o sin un dado deslizante para evitar arrugas en la pared interna en un doblez cerrado; y con más de un juego de dados, lo cual es especialmente práctico para doblar partes con dos o más radios de doblado o una longitud corta y recta de tubo entre dos dobleces.

Algunas máquinas rotatorias incorporan dos métodos de formado. Por ejemplo, algunas pueden hacer tanto doblado por empuje como doblado rotatorio con una sola configuración de herramienta. Esto es útil cuando una sola parte tiene dos dobleces con radios sumamente muy diferentes. Esto evita la necesidad de una segunda operación (una segunda máquina). (MOYARYA, Guillermo, 2013)

Figura 21. Doblado por jalado y rotatorio



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>

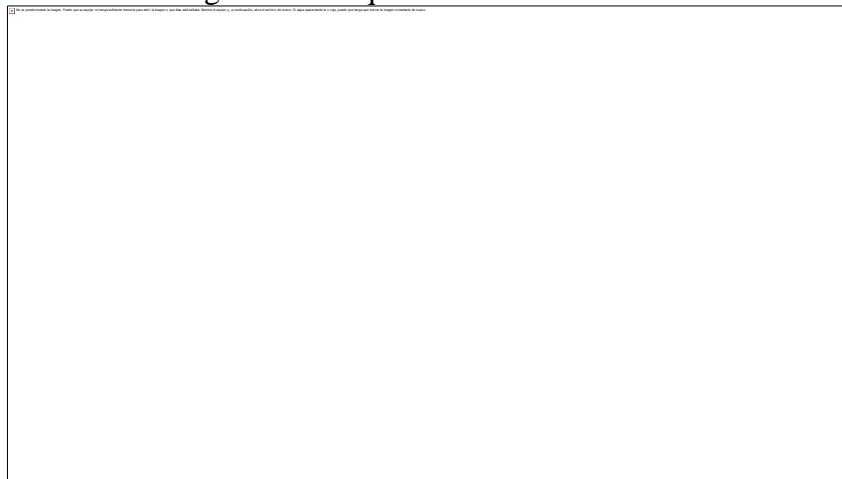
### 2.2.12 Máquinas curvadoras

#### *Existen 2 tipos de máquinas curvadoras*

- Máquinas curvadoras manuales.
- Máquinas curvadoras automatizadas.

**2.2.12.1 Máquinas curvadoras manuales.** Las máquinas manuales le permiten curvar tubo cuadrado y redondo de hasta 50x2mm de espesor, con su robusta estructura y que son muy comunes ver en un taller artesanal metalmecánico y carrocerero pero con el avance de la tecnología poco a poco están saliendo del mercado industrial especialmente en el sector carrocerero.

Figura 22. Máquina dobladora manual



Fuente: Autores

**2.2.12.2 Máquinas curvadoras automatizadas.** Estas máquinas curvadoras se diferencian básicamente por el diámetro máximo del tubo a curvar y grado de automatización de sus operaciones (número de ejes CNC). También pueden distinguirse entre máquinas de un radio fijo, varios radios fijos y radio variable (curvado por generación).

Como producto final estas máquinas curvadoras no se limitan a curvar tubos de sección circular, sino que también operan con tubos de otras secciones (cuadrados, rectangulares, ovales, etc.), macizos, alambres, varillas o perfiles con una infinidad de aplicaciones comerciales.(CURVA, 2013)

Figura 23. Máquina dobladora automatizada

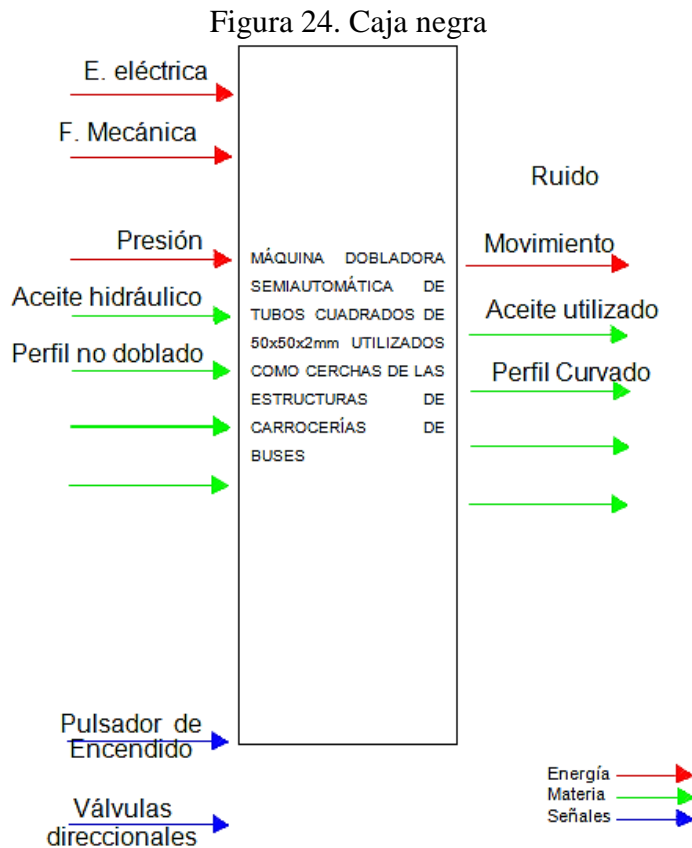


Fuente:<http://www.curva-man.com/curvado.htm>

**2.2.13 Selección de la alternativa más adecuada para la construcción de la máquina dobladora**

Para la selección de la alternativa más adecuada en la construcción de la máquina dobladora para cerchas de las carrocerías de buses en tubo cuadrado galvanizado de 50x50x2mm aplicamos la fase 2 (Diseño conceptual) de la metodología de Pahl y Beitz.

**2.2.13.1 Caja negra**

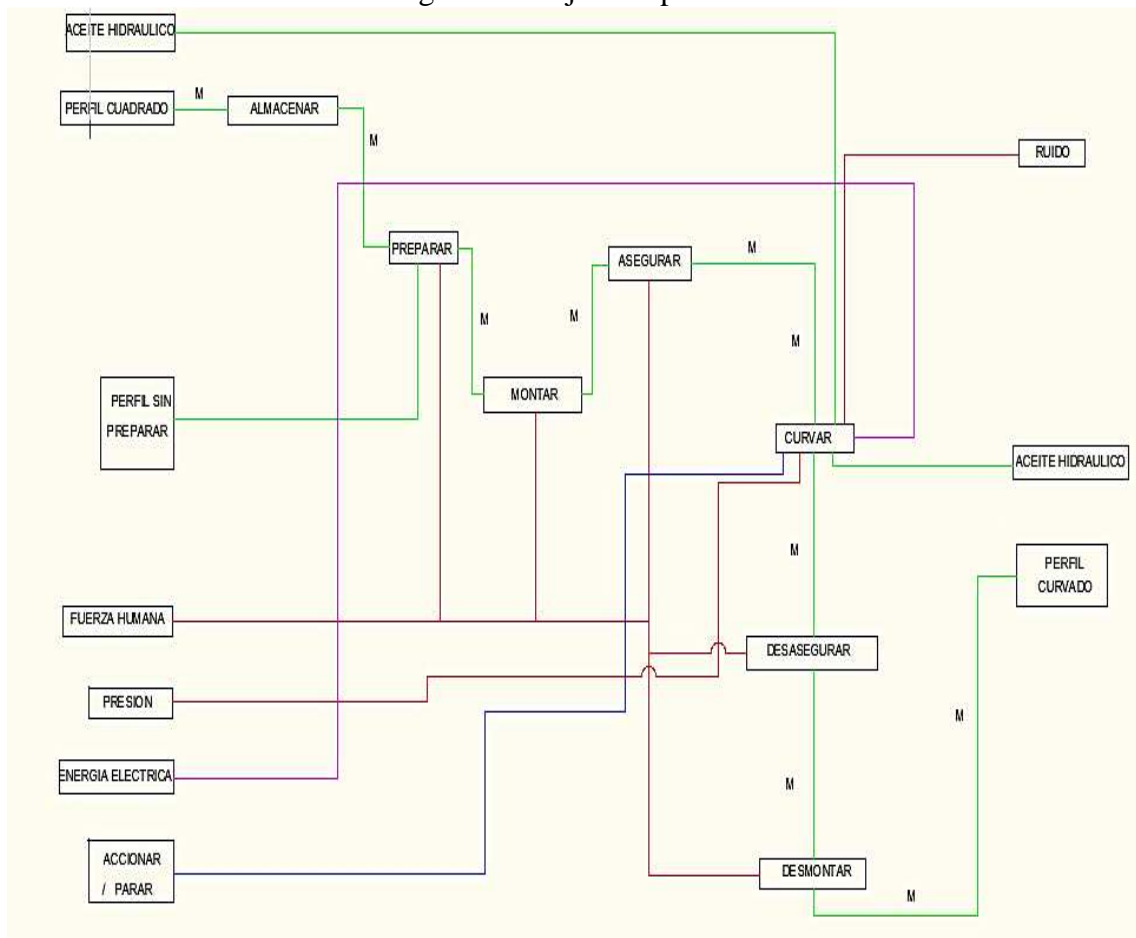


Fuente:Autores



### 2.2.13.2 Estructura funcional

Figura 25. Caja transparente



Fuente: Autores

#### ***Funciones de la estructura funcional***

***Almacenar.*** Esta función le corresponde al elemento que posteriormente será curvado al mismo tiempo este elemento tiene como objetivo proteger al operario de sufrir un accidente cuando el equipo se encuentra en funcionamiento.

***Preparar.*** Esta función le corresponde a preparar los elementos que serán montados y posteriormente asegurados.

***Montar / desmontar.*** Esta función le corresponde a los elementos de la máquina en los sistemas para montar. Se requiere que el tubo debe alinearse en sus extremos con el sistema de sujeción.

**Asegurar / desasegurar.** Esta función le corresponde a los elementos de la máquina encargados de sujetar el tubo cuadrado en los extremos. Este sistema debe conservar el perfil alineado para cumplir esta condición debe asegurarse que la presión ejercida por el sistema de sujeción prensa sea la adecuada para que la deformación del material sea uniforme en toda la sección afectada.

- Fuente motriz

Esta función le corresponde al elemento de la máquina encargado de generar la presión necesaria dentro del sistema, para cumplir satisfactoriamente con esta función debe asegurarse que la capacidad y disposición de estos elementos generen la fuerza necesaria para que el perfil a curvarse no ceda.

**Curvar.** Esta función le corresponde a los elementos de la máquina encargados de curvar los perfiles con el radio previamente establecido y aprobado por un órgano regulador en el país.

- Sistema hidráulico

Esta función le corresponde a los elementos de la máquina encargados de desplazar el sistema que gira al rodillo o brida guía de curvamiento, una condición importante para el buen funcionamiento de este sistema es que la fuerza proporcionada sea constante logrando obtener un arrugamiento mínimo del material.

- Fuente motriz

Esta función le corresponde a los elementos de la máquina encargados de generar movimiento al sistema mecánico que se encarga de accionar la bomba hidráulica. Para cumplir esta función debe asegurarse que la fuerza generada sea transmitida satisfactoriamente por la banda seleccionada.

La fuerza que generara el movimiento mecánico será a través de un motor eléctrico o un motor de combustión.

**2.2.13.3 Generación de alternativas.** Para seleccionar la máquina con la técnica de curvado más adecuada tomamos en consideración tres diferentes tipos de solución, las cuales se han estudiado y determinado que lograrán cumplir con la necesidad planteada por Carrocerías Altamirano de la ciudad de Ambato.

Lo que se busca principalmente es que la máquina con el mecanismo que realizara el curvamiento del tubo cuadrado galvanizado de 50x50x2mm sea de fácil operación y mantenimiento, pero también que se lo pueda construir y realizar el montaje sin dificultad alguna.

En base a estos criterios, las posibles tres soluciones para el diseño y construcción de la máquina dobladora semiautomática con la técnica de curvamiento adecuada para el tubo cuadrado galvanizado de 50x50x2mm utilizado para las cerchas de las carrocerías de buses son las siguientes:

- Solución A: Curvado por estiramiento.
- Solución B: Curvado por tracción.
- Solución C: Curvado por compresión.


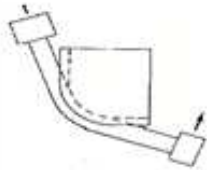
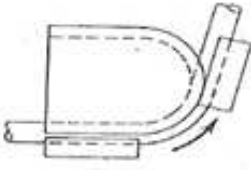
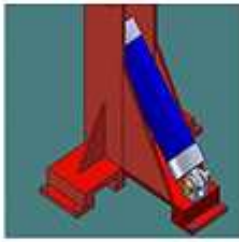

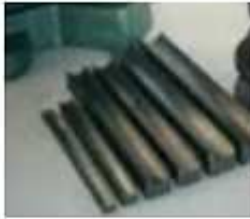


**2.2.13.4 Metodología de evaluación y resultados.** Después de generar la matriz morfológica, se procede a evaluar las tres alternativas de solución planteadas con el fin de reducir las opciones de solución a uno o dos conceptos más completos de la máquina a construirse, los cuales posteriormente se evaluarán para llegar al concepto solución adecuado.

Para evaluar las alternativas de solución el método que se implementará es la selección de dos etapas que consta de una primera etapa denominada proyección del concepto y de una segunda etapa conocida como puntuación del concepto.

La primera etapa es una evaluación rápida y aproximada, la cual pretende generar algunas alternativas viables, la segunda etapa es más precisa y tiene como objetivo definir cuáles de las opciones dará como resultado la máquina que cumplirá con la necesidad planteada.

### 2.2.13.5 Matriz morfológica

Figura 26. Matriz morfológica

Función	Alternativas		
	A	B	C
Técnica de curvado			
Aplicación de la fuerza de curvado			
Utillajes			

Fuente: Autores

2.2.13.6 Puntaje y criterios de evaluación para la matriz de proyección. La puntuación otorgada en la matriz de proyección es.

Tabla 2. Puntuación para evaluación

Mejor que	+
Igual que	0
Peor que	-

Fuente: Pahl y Beitz

Entre las alternativas de solución se elige un concepto de referencia para cada función, el cual es el punto de partida para decidir que puntuación otorgarle a una alternativa.

Según las necesidades de operarios y clientes, se generan diversos criterios de evaluación, los cuales en el caso de la matriz de proyección tienen el mismo peso sobre la puntuación final de una alternativa.

Para obtener la puntuación neta de una alternativa, se suman todos los criterios que arrojan positivo y se resta la suma de todos los criterios que dieron negativo; luego se procede a ordenar los conceptos por rango y se decide según los resultados que las alternativas deben continuar y cuáles no en el proceso de evaluación.

Los criterios de evaluación que se implementarán son los siguientes:

Tabla 3. Criterios de evaluación

<b>CRITERIOS DE EVALUACIÓN</b>	
Desempeño	1. Fácil de operar
	2.-Ventaja mecánica
	3.-Eficacia
	4.-Eficiencia
Tamaño	5.-Tamaño
Mantenibilidad	6.-Durabilidad
	7.-Fácil limpieza
	8.-Fácil consecución de repuestos
Seguridad	9.-Riesgo al operario
Costos	10.- Económico

Fuente: Pahl y Beitz.

**2.2.13.7** *Criterios de evaluación para la matriz de proyección.* A continuación se presenta el desarrollo de las matrices de proyección para cada función.

Tabla 4. Criterios de evaluación para la técnica de curvado

<b>Función:</b> Técnica de curvado	<b>CONCEPTOS</b>		
	Por estiramiento	Por tracción	Por compresión
<b>Criterios de selección</b>			

Fuente: Autores

Tabla 4. (Continuación)

Fácil de operar	+	+	+
Ventaja mecánica	+	0	+
Eficacia	+	0	+
Eficiencia	+	0	+
Tamaño	-	0	+
Durabilidad	0	0	0
Fácil limpieza	+	+	+
Fácil consecución de repuestos	+	+	+
Riesgo al operario	0	0	+
Económico	0	0	-
Sumar +	6	3	8
Sumar 0	3	7	1
Sumar -	1	0	1
Puntuación Neta	5	3	7

Fuente:Autores

Tabla 5.Criterios de evaluación para la aplicación de la fuerza de curvado

<b>Función:</b> Aplicación de la fuerza de curvado	<b>CONCEPTOS</b>	
	Humana	Hidráulica
<b>Criterios de selección</b>		
Fácil de operar	0	+
Ventaja mecánica	0	+
Eficacia	0	+
Eficiencia	0	+
Tamaño	0	+
Durabilidad	0	0
Fácil limpieza	0	0
Fácil consecución de repuestos	0	0
Riesgo al operario	0	-
Económico	0	+
Sumar +	0	6
Sumar 0	10	3
Sumar -	0	1
Puntuación Neta	0	5

Fuente:Autores

Tabla 6.Criterios de evaluación para utillajes.

<b>Función:</b> Utillajes	<b>CONCEPTOS</b>		
<b>Criterios de selección</b>	Medias cañas desmontables	Rodillo fijo y media caña desmontable	Rodillos desmontables

Fuente: Autores

Tabla 6. (Continuación)

Fácil de operar	0	+	0
Ventaja mecánica	0	+	0
Eficacia	0	+	+
Eficiencia	0	+	0
Tamaño	0	0	0
Durabilidad	0	0	0
Fácil limpieza	0	0	0
Fácil consecución de repuestos	0	0	0
Riesgo al operario	0	0	0
Económico			
Sumar +	0	4	1
Sumar 0	10	6	8
Sumar -	0	0	1
Puntuación Neta	0	4	0

Fuente: Autores

**2.2.13.8 Puntaje y criterios de evaluación para la matriz de puntuación.** La puntuación de concepto está definida por la suma ponderada de las calificaciones, por lo tanto cada criterio de evaluación tiene un porcentaje de incidencia sobre el resultado final. La puntuación otorgada en la matriz de puntuación es:

Tabla 7. Puntuación para evaluación

<b>Desempeño</b>	<b>Calificación</b>
Mucho peor que la referencia	1
Peor que la referencia	2
Igual que la referencia	3
Mejor que la referencia	4
Mucho mejor que la referencia	5

Fuente: Pahl y Beitz

***Desempeño relativo para la matriz de puntuación***

Se implementan los mismos criterios de evaluación de la matriz de proyección;

ladiferencia radica en el porcentaje de incidencia que cada criterio va a tener.

Tabla 8. Puntuación para evaluación relativa

<b>Criterio de evaluación</b>	<b>% de incidencia</b>
1.-Fácil de operar	10%
2.-Ventaja mecánica	10%
3.-Eficacia	15%
4.-Eficiencia	15%
5.-Tamaño	5%
6.-Durabilidad	10%
7.-Fácil de limpieza	10%
8.-Fácil consecución de repuestos	10%
9.-Riesgo al operario	10%
10.- Económico	5%

Fuente:Autores

### ***Criterios de evaluación para la matriz de puntuación***

***Fácil de operar.***Se refiere a que sea sencilla la manipulación del equipo,teniendo en cuenta la fuerza humana y de propulsión inherentes al proceso.

***Ventaja mecánica.***Se refiere a minimizar el esfuerzo humano y el gasto de energía de la fuente motriz del proceso.

***Eficacia.***Se refiere a la capacidad con la que cuenta un dispositivo para realizar un determinado trabajo.

***Eficiencia.*** Se refiere a la relación entre lo producido y lo invertido, es decir, hace referencia a las pérdidas de energía generadas por un dispositivo.

***Tamaño.***Se plantea que entre mayor tamaño posea una alternativa, la calificación obtenida será menor.



**Durabilidad.** Indica el tiempo en operación que requiere una alternativa de solución para ser reemplazada por no cumplir adecuadamente su función.



**Fácil limpieza.** La limpieza debe ser sencilla; se califica este criterio dependiendo de la facilidad con que se pueda acceder al elemento de interés y teniendo en cuenta si se requiere desmontaje.

**Fácil consecución de repuestos.** Es importante conseguir un elemento que ha fallado, de manera fácil, ya que de esto depende la continuidad en el funcionamiento de la máquina.

**Riesgo al operario.** La seguridad en el equipo es muy importante para garantizar el bienestar del operario.

**Económico.** El valor económico de la alternativa de solución se asume como criterio de evaluación, debido a que se busca un equipo que cumpla todas las funciones al menor costo posible.



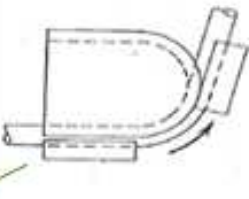
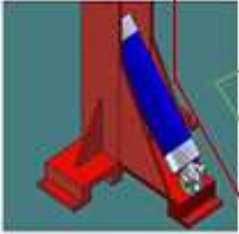




**2.2.13.9 Conceptos solución.** Después de evaluar las alternativas de solución que podrán cumplir con el objetivo planteado, que es curvar el perfil cuadrado de 50x50x2mm, se generan las siguientes rutas de solución:

- Ruta solución 1 
- Ruta solución 2 

Las rutas representan la combinación de alternativas que generan un concepto solución coherente, por lo tanto la ruta de solución 1 no tiene la mejor alternativa parcial de cada función sino las alternativas que hacen funcional el proceso, igual sucede en la ruta solución 2.

En la matriz morfológica que se muestra a continuación se indican las rutas que se indicaron.

Figura 27. Matriz morfológica de selección

Función	Alternativas		
	A	B	C
Técnica de curvado			
Aplicación de la fuerza de curvado			
Utilajes			

Fuente: Autores

### ***Descripción ruta solución 1***

La prensa o mordaza es un accesorio que evita que el tubo ceda a la dimensión previamente definida al momento que actúa la fuerza de curvado sobre esta.

El curvado del tubo es producido por la técnica de curvado por compresión.

El cilindro hidráulico utilizado para transmitir la fuerza constante y uniforme de curvado.

Este cilindro es accionado a través de un sistema hidráulico y controlado por una válvula direccional.

La brida guía para evitar que el perfil curvado obtenga un arrugamiento mínimo es una media caña desmontable.

Por todas las características detalladas que la técnica de curvado sea por compresión, la fuerza de curvamiento es producida por medio de un cilindro accionado mediante un sistema hidráulico y para evitar el arrugamiento del material se coloca una brida guía.

Todos los componentes están ubicados en la parte superior de la máquina.

### ***Descripción ruta solución 2***

La prensa o mordaza es un accesorio que evita que el tubo ceda a la dimensión previamente definida al momento que actúa la fuerza de curvado sobre esta.

El curvado del tubo es producido por la técnica de curvado por estiramiento.

El cilindro hidráulico utilizado para transmitir la fuerza constante y uniforme de curvado.

Este cilindro es accionado a través de un sistema hidráulico y controlado por una válvula direccional.

Las guías del tubo son el rodillo y la barra de presión las cuales rota igual mientras mantienen apretado al tubo.

Por todas las características detalladas que la técnica de curvado sea por estiramiento, la fuerza de curvamiento es producida por medio de un cilindro accionado mediante un sistema hidráulico y para evitar el arrugamiento del material el cilindro será una guía.

Todos los componentes están ubicados en la parte superior de la máquina.

**2.2.13.10** *Evaluación de las rutas de solución.* Para seleccionar un conjunto de alternativas para el producto se ejecutarán los siguientes pasos:

- Definir criterios de evaluación.
- Calificar alternativas.
- Seleccionar ruta.

- Reflexionar acerca de los resultados.
- Criterios de evaluación.

La selección de los criterios de evaluación se hace a partir de las necesidades expresadas por los operarios y en beneficio de la empresa Carrocerías Altamirano.

Tabla 9. Criterios de Evaluación

<b>CRITERIOS DE EVALUACIÓN</b>
1. Tamaño
2. Mantenibilidad
3. Eficacia
4. Eficiencia
5. Costo de fabricación

Fuente:Pahl y Beitz.

### *Calificar conceptos*

Se utiliza la misma puntuación de las matrices de proyección:

Tabla 10. Puntuación de conceptos





Mejor que	+
Igual que	0
Peor que	-

Fuente:Autores




### *Puntuación de conceptos*

Seleccionar una ruta.

Tabla 11. Puntuación de conceptos

CRITERIOS	CONCEPTOS	
	RUTA 1 	RUTA 2 
1.Tamaño		

Fuente: (Continuación)

2.Mantenibilidad		
3.Eficacia		
4.Eficiencia		
5.Costo de fabricación		
Puntuación obtenida		
Ruta seleccionada		

Fuente:Autores

### ***Puntuación de rutas solución***

Los criterios de evaluación utilizados muestran que la ruta solución 1 es la más apropiada que la ruta solución 2, la principal diferencia entre las dos opciones de solución son la eficiencia y eficacia de la máquina a construirse, parámetros fundamentales para la selección.

### ***Tabla de conclusiones***

De los resultados obtenidos en las matrices de ponderación podemos observar que la mejor alternativa es la opción 1 y debemos también tomar en consideración un buen aspecto estético de la máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses.

Entonces se determina que las mejores soluciones a utilizar para el diseño y construcción de los sistemas de la máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses son las siguientes.

***Técnica de doblado.*** Por compresión.

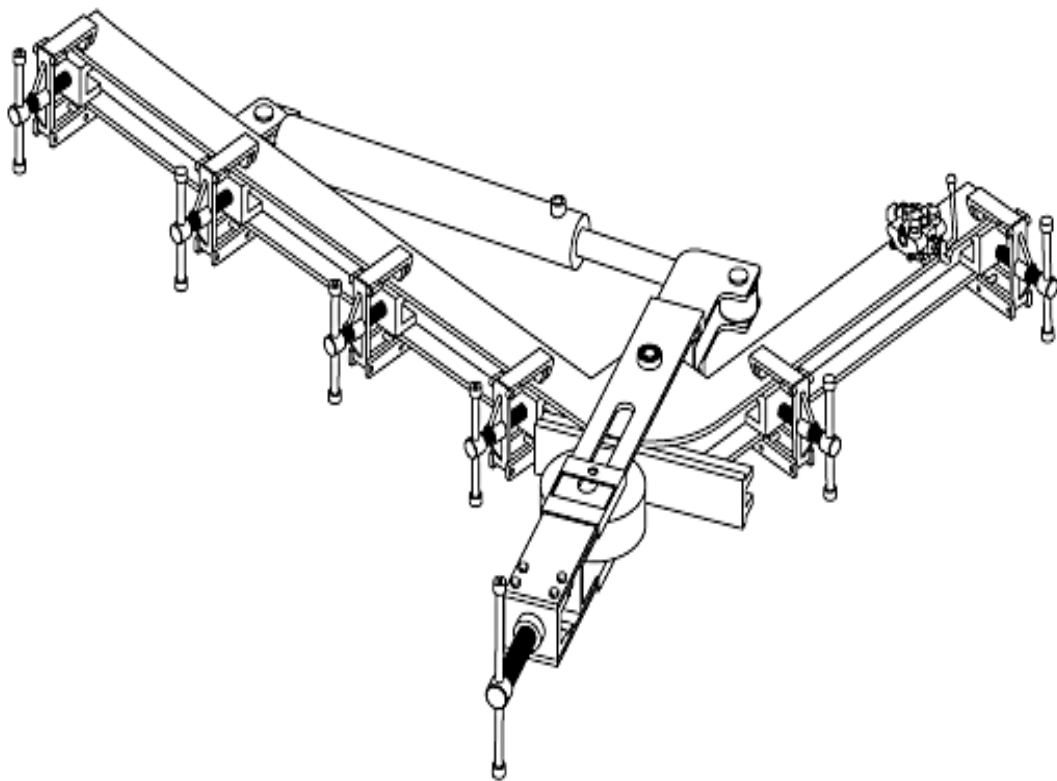
*Aplicación de la fuerza de curvado.* Hidráulica.

*Utillajes.* Rodillo fijo y media caña desmontable.

Con estos resultados obtenidos procederemos a realizar el diseño de la máquina, ya que se ajusta a las necesidades de Carrocerías Altamirano.

**2.2.13.11** *Esquema de la alternativa seleccionada.* En la Figura 28 se muestra el esquema de la alternativa seleccionada para realizar el diseño y construcción de la máquina dobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de carrocerías de buses.

Figura 28. Esquema tentativo de la máquina a construirse



Fuente: Autores

## CAPÍTULO III

### 3. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

#### 3.1 Plasticidad elemental

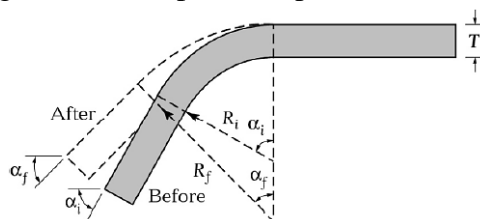
**3.1.1 Deformación plástica.** Se produce tras sobrepasar la tensión de fluencia [ $\sigma_f$ ] propia de cada material (obtenida mediante ensayos de tracción). Como la deformación elástica es reversible, el material recupera parte de su forma inicial tras el curvado. La suma de ambos procesos genera una serie de fenómenos colaterales, como la reducción del ángulo de curvado, prolongación del tubo, ovalización de la sección, pérdidas de espesor, etc.



Fuente:<http://www.curva-man.com/curvado.htm>

**3.1.2 Recuperación elástica.** Debido al carácter elástico del material, la pieza curvada recupera parcialmente su forma inicial disminuyendo ligeramente su ángulo de curvado final de inicial a final.

Figura 30. Recuperación plástica del metal



Fuente:<http://www.curva-man.com/curvado.htm>

Si se representa el ángulo recuperado  $fr$  de cada pieza frente a su ángulo de curvado, se muestra una evolución lineal a partir de un cierto valor. La mayoría de las máquinas curvadoras con control numérico corrigen automáticamente este error tras un calibrado previo, mediante la siguiente ecuación. (CURVA, 2013)

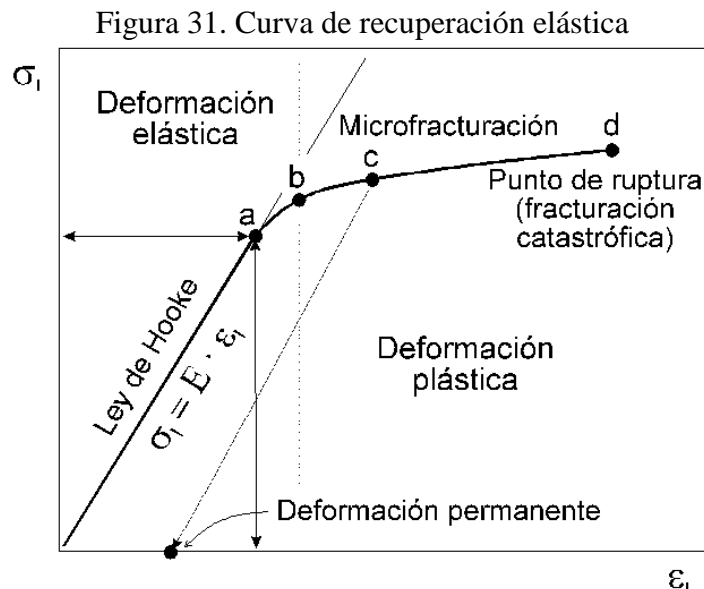
$$fr = Rf - Ri \quad (1)$$

Dónde:

$fr$  = Ángulo recuperado[°]

$Ri$  = Ángulo en el doblado[°]

$Rf$  = Ángulo despues del doblado[°]



Fuente: <http://www.ugr.es/~agcasco/personal/restauracion/teoria/TEMA05.htm>

**3.1.3 Momento flector.** Según HAMROCK indica que, una máquina podrá curvar satisfactoriamente una determinada pieza cuando su momento flector (par de curvado) sea superior al momento resistente del material. Para determinar que máquina es la más adecuada para cada producto, puede calcularse el módulo resistente del mismo y seleccionarse una máquina con un módulo mayor. Como se desconoce la tensión aplicada en cada momento a cada pieza, se toma como valor máximo su resistencia a la tracción.

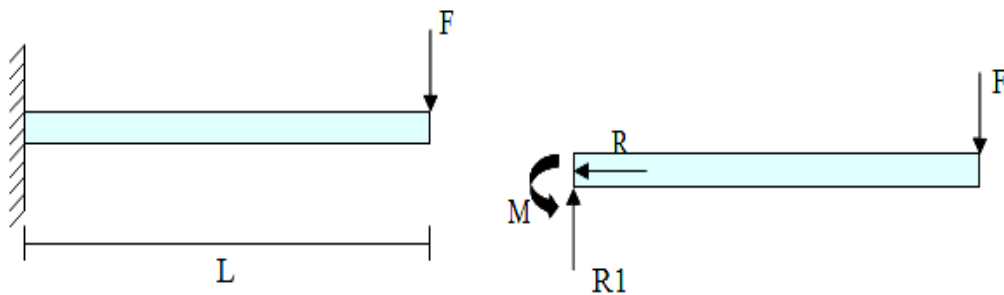
$$M_f = R_t \cdot w \quad (2)$$



Dónde:

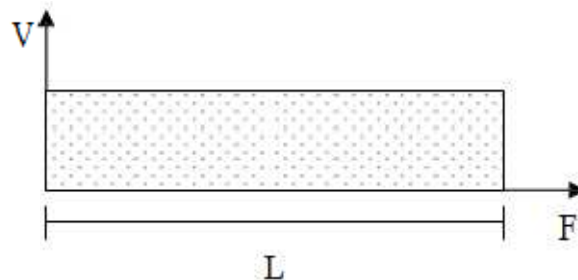
**3.1.4** *Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flexionante.* Para calcular la fuerza necesaria para doblar un tubo, teniendo en cuenta las partes de la máquina que tienen contacto directo con éste, se deben analizar los siguientes diagramas.

Figura 32. Diagrama de cuerpo libre



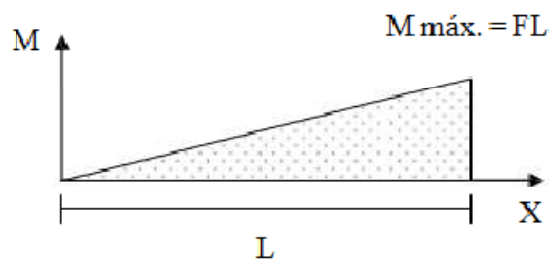
Fuente: HAMROCK, Bernard Elementos de máquinas

Figura 33. Diagrama de fuerza cortante



Fuente: HAMROCK, Bernard Elementos de máquinas

Figura 34. Diagrama momentoflexionante



Fuente: HAMROCK, Bernard Elementos de máquinas

Al analizar los diagramas de cuerpo libre y momento flexionante, Figuras 32 y 34, puede verse como el tubo experimenta esfuerzos de flexión en la sección transversal a lo largo de toda la longitud.

Además puede observarse que el esfuerzo de flexión tiene un valor máximo en el extremo derecho, donde es aplicada la fuerza F, pues allí el valor del momento flexionante es máximo.

Para doblar el tubo es necesario aplicarle a éste una fuerza tal que genere un esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material, para que haya deformación plástica.(HAMROCK, J. Bernard, 2009)

La ecuación para calcular el esfuerzo de flexión es la siguiente

$$\sigma_f = \frac{M_f x c}{I} (3)$$

Dónde:

$\sigma_f$ : Esfuerzo de fluencia normal por flexión [Mpa]

$M_f$ : Momento flector.[N. m]

c: Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada[m]

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

### **3.2 Sistemas que componen la máquina dobladora de cerchas**

*La máquina dobladora de cerchas está compuesta por los siguientes sistemas*

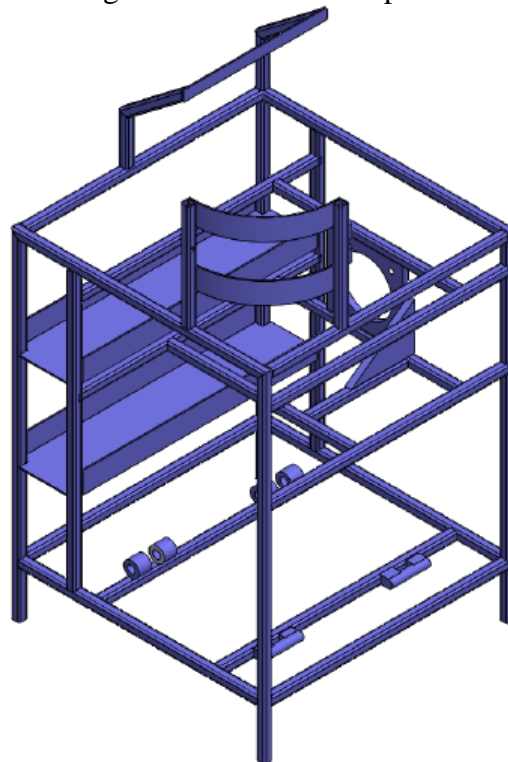
- Bastidor y estructura soporte de accesorios del sistema hidráulico, eléctrico y transmisión.
- Sistema de sujeción y curvado.
- Sistema eléctrico.
- Sistema hidráulico.
- Sistema de transmisión.

### 3.2.1 Bastidor y estructura soporte de accesorios del sistema hidráulico, eléctrico y transmisión

**3.2.1.1 Bastidor.** El bastidor nos permite anclar y fijar al piso el riel base las cuales deberán ir fundidas con hormigón armado para evitar la vibración de la máquina por lo que esta deberá ser colocada en un lugar estratégico de trabajo.

**3.2.1.2 Estructura de soporte del sistema hidráulico, eléctrico y transmisión.** La estructura del sistema hidráulico se construirá en su totalidad de tubo estructural cuadrado galvanizado, la imagen que se muestra a continuación es una ilustración tentativa del diseño a construirse.

Figura 35. Estructura soporte

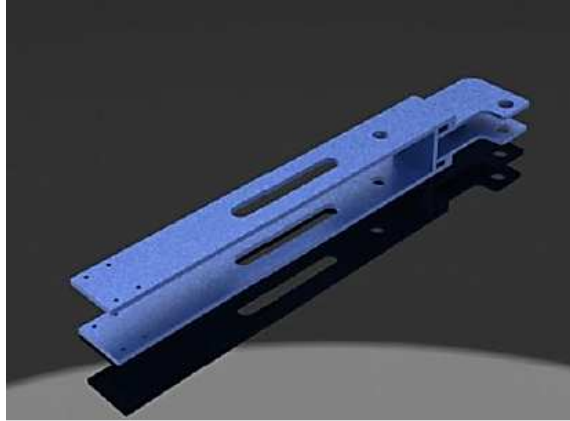


Fuente: Autores

### 3.2.2 Sistema de sujeción y curvado

**3.2.2.1 Brazo curvador.** Este sistema consta de un brazo curvador el cual realiza el dobles del tubo con un giro de  $90^\circ$  el mismo que es empujado por el brazo hidráulico hasta lograr el ángulo requerido.

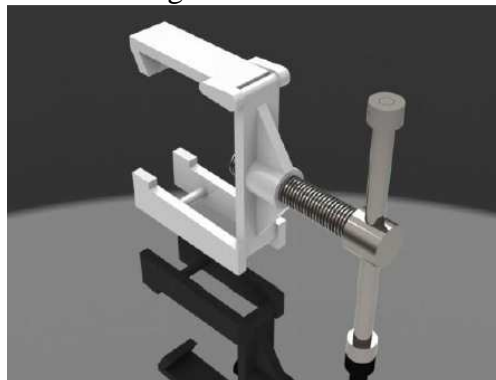
Figura 36. Brazo curvador



Fuente: Autores

**3.2.2.2 Prensas.** La sujeción del tubo a doblar se realizará mediante prensas colocadas dos en él un extremo y tres el otro extremo siendo un total de cinco las cuales nos ayudan a dar la presión necesaria para realizar el curvado del tubo, primeramente colocamos el tubo en el riel soporte centrándolo con las medidas especificadas sujetamos la primera prensa logrando así sujetar al tubo, a continuación la segunda prensa logrando el curvado en su primer tramo antes de la curva sujetamos la media caña, realizamos el curvado de la esquina y continuamos con las tres prensas restantes logrando el curvado del segundo tramo y finalizando el proceso procedemos aflojar las prensas para el desmontaje del tubo para continuar con el proceso.

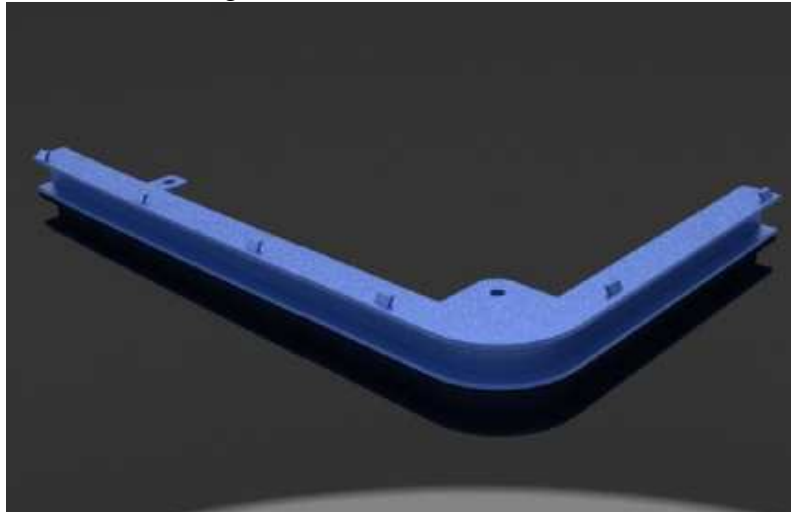
Figura 37. Prensa



Fuente: Autores

**3.2.2.3 Riel de la curva base.** Las estructuras se componen de una o más piezas ligadas entre sí y al medio exterior, para formar un conjunto estable. Esto es, un conjunto capaz de recibir cargas externas, resistirlas internamente y transmitir las a sus apoyos, donde esas fuerzas externas encontrarán su sistema estático equilibrante lo cual nos garantizara una estructura segura para lograr el curvado de los tubos.

Figura 38. Riel de la curva base



Fuente: Autores

El riel de la curva base tiene la forma de una L la cual representa la mitad de la cercha, este nos permite dar la forma necesaria al tubo, por la cual es conducido por un canal que le permite entrar al tubo casi en su totalidad con sus respectivas medias cañas para evitar la deformación de los tubos, además en este riel estarán sujetadas las prensas.

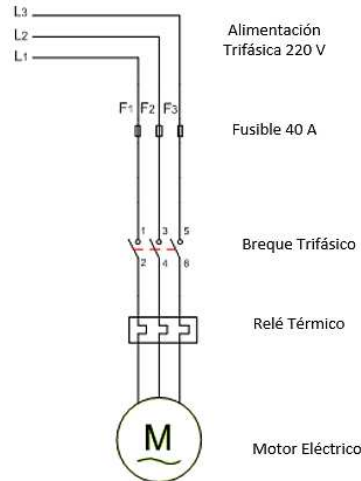
El riel de la curva base estará compuesto por una láminade acero superior, unaláminade acero inferior, una lámina de acero intermedia.

**3.2.3 Sistema eléctrico.**Un circuito es una red eléctrica (interconexión de dos o más componentes, tales como resistencias, inductores, capacitores, fuentes, interruptores y semiconductores) que contiene al menos una trayectoria cerrada.

Los circuitos que contienen solo fuentes, componentes lineales (resistores, capacitores, inductores), y elementos de distribución lineales (líneas de transmisión o cables) pueden analizarse por métodos algebraicos para determinar su comportamiento en corriente directa o en corriente alterna.(SANTOS, Darwin, 2013)

Este sistema es el que nos permite dar el arranque y detener el motor de la máquina el cual nos da la energía para activar la bomba hidráulica.Este consta del tablero de control con la botonera de encendido, apagado y la luz piloto; la palanca de paso de corriente trifásica (breque) con su cableado respectivo, como se muestra a continuación (ver Figura. 39).

Figura 39. Circuito eléctrico tentativo para la máquina



Fuente: Autores

### ***Parte principales de un circuito eléctrico básico***

- Palancas trifásicas (breque).
- Conductores eléctricos.
- Panel de control.
- Motor eléctrico.

**3.2.3.1 Palancas trifásicas (breque).** Estos elementos son dispositivos eléctricos que nos permiten poner en marcha (ON) y parar (OFF) la maquina mediante la acción manual de pulsar.

**3.2.3.2 Conductores eléctricos.** Cualquier material que ofrezca poca resistencia al flujo de electricidad se denomina conductor eléctrico. La diferencia entre un conductor y un aislante, que es un mal conductor de electricidad o de calor, es de grado más que de tipo, ya que todas las sustancias conducen electricidad en mayor o en menor medida. Un buen conductor de electricidad, como la plata o el cobre, puede tener una conductividad mil millones de veces superior a la de un buen aislante, como el vidrio o la mica.

Los materiales en que los electrones están fuertemente ligados a los átomos se conocen como aislantes, no conductores o dieléctricos. Algunos ejemplos son el vidrio, la goma o la madera seca. En el sistema eléctrico de esta máquina se utilizara los cables eléctricos de cobre.

**3.2.3.3 Panel de control.** Por lo general, en la mayoría de los casos en todos los sistemas eléctricos que se utilizan motores eléctricos cuentan con caja de conexiones. La caja de conexiones es un elemento que protege a los conductores que alimentan al motor, resguardándolos de la operación mecánica del mismo, y contra cualquier elemento que pudiera dañarlos.

**3.2.3.4 Motor eléctrico.** El motor eléctrico es aquel que transforma la energía eléctrica en energía mecánica, por medio de la repulsión que presenta un objeto metálico cargado eléctricamente ante un imán permanente. Son máquinas eléctricas rotatorias y estos funcionan generalmente bajo los principios de magnetismo.

Figura 40. Motor eléctrico

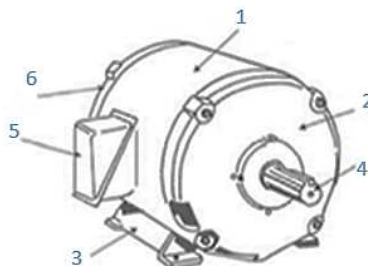


Fuente: Autores

Dentro de las características fundamentales de los motores eléctricos, éstos se hallan formados por varios elementos, sin embargo, las partes principales son las siguientes.

1. Carcasa
2. Tapa anterior (Frente)
3. Base
4. Eje del rotor
5. Caja de conexiones
6. Tapa posterior

Figura 41. Partes del motor eléctrico



Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Motor\\_el%C3%A9ctrico](http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico)

### ***Ventajas de los motores eléctricos***

- A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- Se pueden construir de cualquier tamaño y forma, siempre que el voltaje lo permita.
- Tiene un par de giro elevado y según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Su rendimiento es muy elevado (típicamente en torno al 75%, aumentando a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Este tipo de motores no emiten contaminantes, aunque en la generación de energía eléctrica de la mayoría de las redes de suministro sí emiten contaminantes.
- No necesita de refrigeración ni ventilación forzada, están autoventilados.
- No necesita de transmisión/marchas.

*Motores trifásicos.* Los motores trifásicos usualmente son más utilizados en la industria, ya que en el sistema trifásico se genera un campo magnético rotatorio en tres fases, además de que el sentido de la rotación del campo en un motor trifásico puede cambiarse invirtiendo dos puntas cualquiera del estator, lo cual desplaza las fases, de manera que el campo magnético gira en dirección opuesta.

### ***Tipos y características***

- Los motores trifásicos se usan para accionar máquinas herramientas, bombas, elevadores, ventiladores, sopladores y muchas otras máquinas.
- Básicamente están contruidos de tres partes esenciales: Estator, rotor y tapas.
- El estator consiste de un marco o carcasa y un núcleo laminado de acero al silicio, así como un devanado formado por bobinas individuales colocadas en sus ranuras.

### ***Básicamente son de dos tipos***

- De jaula de ardilla.
- De rotor devanado.

El de jaula de ardilla es el más usado y recibe este nombre debido a que parece una jaula de ardilla de aluminio fundido. Ambos tipos de rotores contienen un núcleo



laminado en contacto sobre el eje. El motor tiene tapas en ambos lados, sobre las cuales se encuentran montados los rodamientos o baleros sobre los que rueda el rotor. Estas tapas se fijan a la carcasa en ambos extremos por medio de tornillos de sujeción. Los rodamientos, baleros o rodamientos pueden ser de rodillos o de deslizamiento.

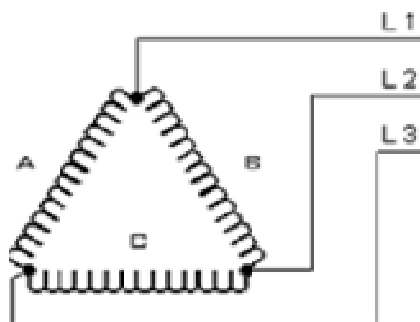
*Diagramas de conexión.* Todos los motores trifásicos están contruidos internamente con un cierto número de bobinas eléctricas que están devanadas siempre juntas, para que conectadas constituyan las fases que se conectan entre sí, en cualquiera de las formas de conexión trifásicas, que pueden ser:

- Delta.
- Estrella.

**Delta.** Los devanados conectados en delta son cerrados y forman una configuración en triángulo.

Cada devanado de un motor de inducción trifásico tiene sus terminales marcadas con un número para su fácil conexión. En la figura 42, se muestra un motor de 6 terminales con los devanados internos identificados para conectar el motor para operación en delta. Las terminales o puntas de los devanados se conectan de modo que A y B cierran un extremo de la delta (triángulo), también B y C, así como C y A, para de esta manera formar la delta de los devanados del motor.

Figura 42. Conexión eléctrica en delta

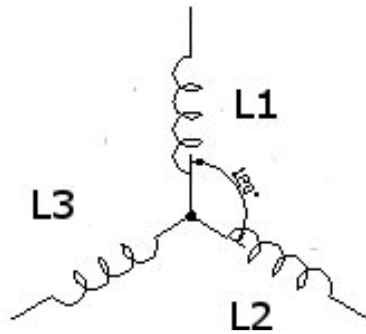


Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos93/motores-electricos/motores-electricos.shtml#fundamenta>

**Estrella.** Los devanados de la mayoría de los motores de inducción de jaula de ardilla están conectados en estrella. La conexión estrella se forma uniendo una terminal de

cada devanado, las tres terminales restantes se conectan a las líneas de alimentación L1, L2 y L3. Los devanados conectados en estrella forman una configuración en Y. (PÉREZ, Sergio Rafael, 2013)

Figura 43. Conexión eléctrica en estrella



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos93/motores-electricos/motores-electricos.shtml#fundamenta>

**3.2.4 Sistema hidráulico.** El sistema hidráulico sirve para transmitir y controlar potencia a través de los líquidos a presión, para ello se requiere un conjunto de componentes interconectados. Se refiere al conjunto como sistema. El número y el conjunto de componentes varían de sistema a sistema dependiendo del uso particular; en muchas aplicaciones, un sistema principal de potencia alimenta a varios subsistemas que se refiere a veces a circuitos.

El sistema completo puede ser una pequeña unidad compacta, más a menudo, sin embargo, los componentes se ubican en puntos extensamente separados para un conveniente control y operación del sistema. Los componentes básicos de un sistema de potencia fluida son esencialmente iguales, sin importar si el sistema utiliza un medio hidráulico o neumático.

Este sistema es el que nos permite mover al brazo de la dobladora la que realiza el doblez principal y el más importante reduciendo tiempos y esfuerzos de la mano de obra.

Los sistemas hidráulicos desempeñan un papel muy importante en el funcionamiento eficiente de una máquina, para que proporcionen la máxima productividad, al menor costo posible, es necesario aplicar técnicas de gestión y mantenimiento de este sistema y la máquina en general.

Figura 44. Sistema hidráulico



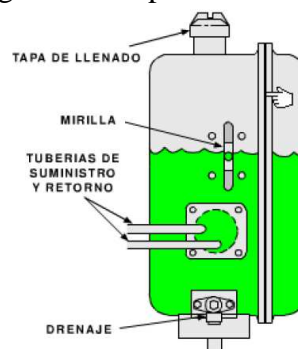
Fuente: Autores

*Los Componentes principales de un circuito hidráulico básico son*

- Depósito o taque de aceite.
- Bomba hidráulica.
- Cilindro hidráulico.
- Válvula direccional.
- Mangueras de presión.
- Fluido hidráulico.
- Filtro de aceite.
- Manómetro.

**3.2.4.1 Depósito o tanque de aceite.** La principal función del tanque hidráulico es almacenar aceite, aunque no es la única. El tanque también debe eliminar el calor y separar el aire del aceite. Los tanques deben tener resistencia, capacidad adecuada, y no deben dejar entrar la suciedad externa. Los tanques hidráulicos generalmente son herméticos, la figura muestra los componentes del tanque hidráulico.

Figura 45. Depósito de aceite



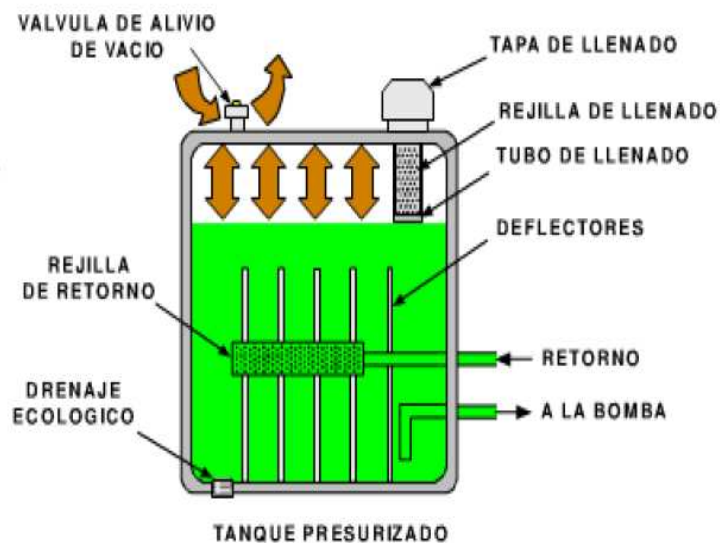
**Fuente:** <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

### *Tipos de depósitos hidráulicos*

- Tanque presurizado.
- Tanque no presurizado.

*Tanque presurizado.* El tanque presurizado está completamente sellado. La presión atmosférica no afecta la presión del tanque. Sin embargo, a medida que el aceite fluye por el sistema, absorbe calor y se expande. La expansión del aceite comprime el aire del tanque. El aire comprimido obliga al aceite a fluir del tanque al sistema. La válvula de alivio de vacío tiene dos propósitos: evita el vacío y limita la presión máxima del tanque. La válvula de alivio de vacío evita que se forme vacío en el tanque al abrirse y permite que entre aire al tanque cuando la presión del tanque cae. Cuando la presión del tanque alcanza el ajuste de presión de la válvula de alivio de vacío, la válvula se abre y descarga el aire atrapado a la atmósfera. Otros componentes del tanque hidráulico se muestran en la Figura 46.

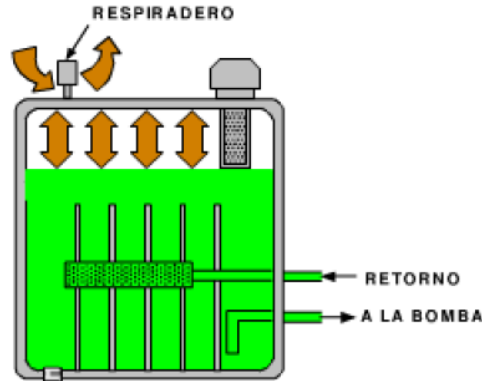
Figura 46. Depósito de aceite hidráulico presurizado



**Fuente:** <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

*Tanque no presurizado.* El tanque no presurizado tiene un respiradero que lo diferencia del tanque presurizado, el respiradero permite que el aire entre y salga libremente. La presión atmosférica que actúa en la superficie del aceite obliga al aceite a fluir del tanque al sistema, también el respiradero tiene una rejilla que impide que la suciedad entre al tanque.

Figura 47. Depósito de aceite hidráulico no presurizado



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

*Símbolos ISO del tanque hidráulico.* La Figura 48 indica la representación de los símbolos ISO del tanque hidráulico presurizado y no presurizado. El símbolo ISO del tanque hidráulico no presurizado es simplemente una caja o rectángulo abierto en la parte superior y el símbolo ISO del tanque presurizado se representa como una caja o rectángulo completamente cerrado.

Figura 48. Simbología del depósito aceite hidráulico

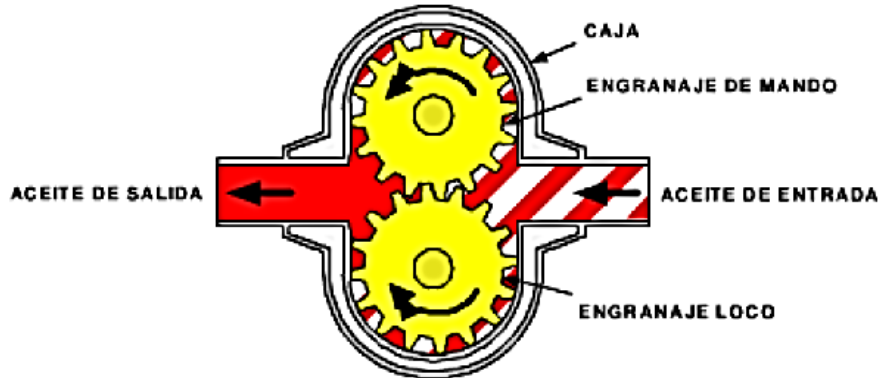


Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

**3.2.4.2 Bomba hidráulica.** La bomba hidráulica convierte la energía mecánica en energía hidráulica. Es un dispositivo que toma energía de una fuente (por ejemplo, un motor eléctrico, etc.) y la convierte a una forma de energía hidráulica. La bomba toma aceite de un depósito de almacenamiento (por ejemplo, un tanque) y lo envía como un flujo al sistema hidráulico. Todas las bombas producen flujo de aceite de igual forma. Se crea un vacío a la entrada de la bomba. La presión atmosférica, más alta, empuja el aceite a través del conducto de entrada a las cámaras de entrada de la bomba. Los engranajes de la bomba llevan el aceite a la cámara de salida de la bomba. El volumen de la cámara disminuye a medida que se acerca a la salida. Esta reducción del tamaño de la cámara empuja el aceite a la salida. La bomba sólo produce flujo (por ejemplo, galones por minuto, litros por minuto, centímetros cúbicos por revolución, etc.), que luego es usado por el sistema hidráulico. La bomba NO produce “presión”, la presión se

produce por acción de la resistencia al flujo, la resistencia puede producirse a medida que el flujo pasa por las mangueras, orificios, conexiones, cilindros, motores o cualquier elemento del sistema que impida el paso libre del flujo al tanque.(INGEMECÁNICA, 2013)

Figura 49. Bomba hidráulica



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

Tabla 12. Clasificación de bombas

BOMBAS	CLASE	TIPO
ROTO DINÁMICAS	CENTRÍFUGAS Y PERIFÉRICAS	Voluta Difusor Turbina Regenerativa Turbina Vertical Flujo Mixto Flujo Axial
DESPLAZAMIENTO POSITIVO	ROTATORIAS	Engranaje Álabe Leva y Pistón Tornillo Lóbulo Bloque de vaivén
	RECÍPROCANTES	Acción Directa Potencia Diafragma Rotatoria Pistón

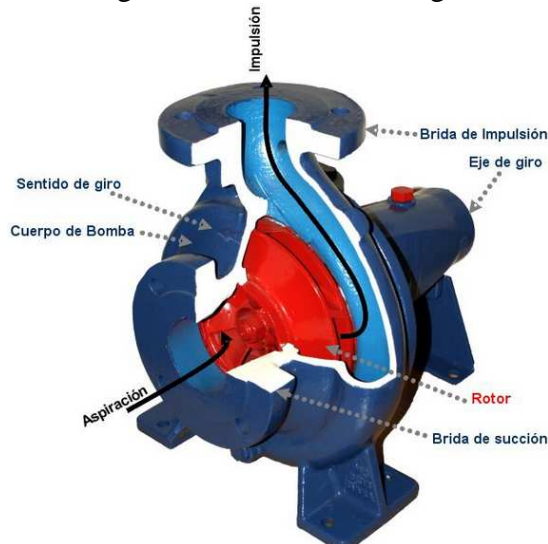
Fuente: <http://todomonografias.com/industria-y-materiales/bombas/>

**Bomba centrífuga.** Una bomba centrífuga es un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio llamado rodete en energía cinética y potencial requeridas.

El flujo entra por el centro del rodete, que dispone de unos alavés para conducir el flujo y por efecto de la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior, donde es recogido

por la carcasa o cuerpo de la bomba, que por el contorno su forma lo conduce hacia las vías en forma de tubos de salida o hacia el siguiente rodete que ser la siguiente etapa. (HERRERA, 2013 págs. 13-14-15)

Figura 50. Bomba centrífuga

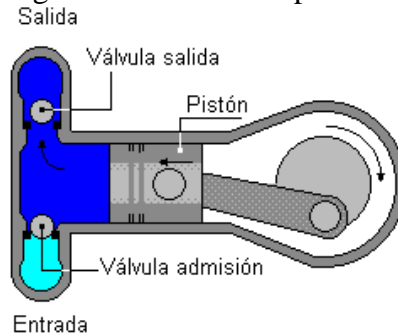


Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

**Bombas rotatorias.** Producen caudal al transportar entre los dientes de dos engranajes acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje motriz de la bomba, y este hace girar el eje libre.

**Bombas reciprocantes o alternativas.** Las bombas alternativas o reciprocantes son también unidades de desplazamiento positivo descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o embolo a través de la distancia de carrera.(GUIADEBOMBAS, 2013)

Figura 51. Bomba reciprocante



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

En este tipo de bombas el flujo se desplaza mediante movimiento alternativo; al

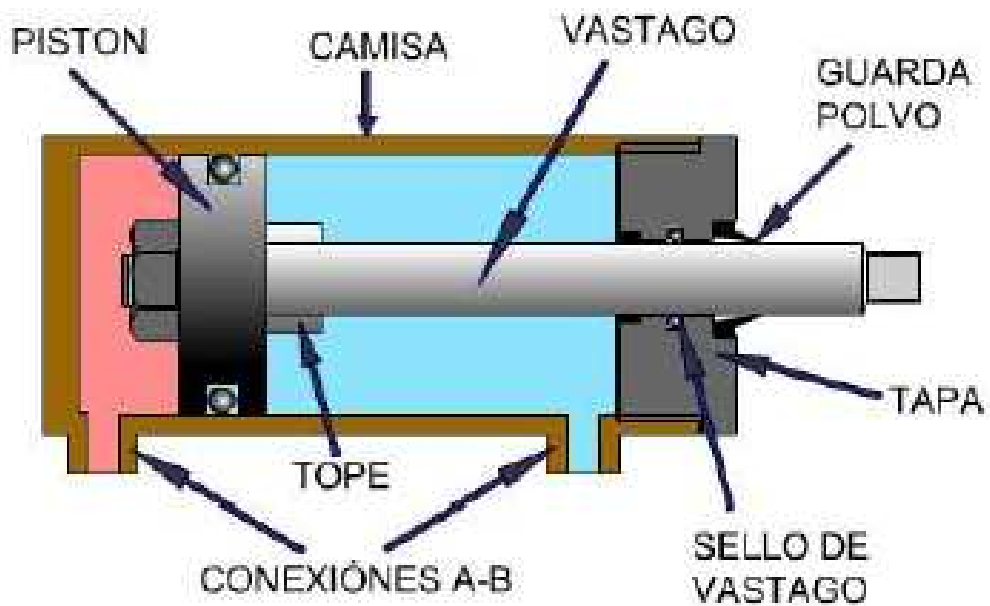
moverse en un sentido succiona y en el sentido expulsa.

**3.2.5 Cilindro hidráulico.** Los cilindros hidráulicos son actuadores lineales, utilizados para convertir la potencia hidráulica en fuerza o movimiento mecánico lineal.

Aunque los cilindros producen un movimiento lineal, pueden aplicarse en variedad de funciones produciendo un movimiento final rotatorio, semi-rotatorio o en combinaciones lineal y rotatoria. Además como intermedio de palancas y uniones se puede lograr multiplicar o reducir fuerza; aumentar o disminuir velocidad.

El principio de funcionamiento es muy simple, el fluido bajo presión es enviado por una de las conexiones del actuador este actúa contra el área del pistón. El pistón unido al vástago es movido linealmente en su longitud con una pequeña fuerza. La distancia recorrida del pistón durante el desplazamiento se llama carrera.

Figura52. Partes del cilindro hidráulico



Fuente [www.tecnicaoleohidraulica.com](http://www.tecnicaoleohidraulica.com)

La presión a la que trabaja el cilindro se lo calcula a partir de la siguiente ecuación

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

Dónde:



P: Presión del cilindro [Mpa]

F: Fuerza aplicada por el cilindro [N]

A: Área del cilindro [ $m^2$ ]

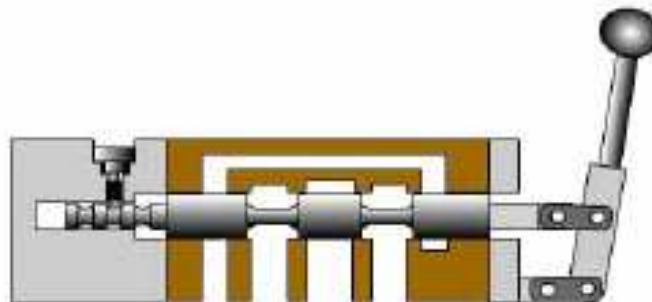
El cilindro hidráulico está constituido por la cámara del vástago (área más pequeña) en la cual se encuentra el vástago y la cámara del pistón el área mayor de cilindro. Hay varios tipos de cilindros incluyendo los de simple y de doble efecto el cual será utilizado en el diseño de la máquina.

### ***Características***

- Los cilindros hidráulicos son uno de los dispositivos móviles.
- Las fuerzas generadas por ellos son de las mayores que se encuentran en los sistemas de potencia fluida.
- La duración del cilindro y del sistema depende muchísimo de la especificación y mantenimiento adecuado de un elemento sencillo, el limpiador/rascador del vástago.

**3.2.6** *Válvula direccional.* Son aquellas que abren y cierran el paso y dirigen el fluido en un sentido u otro a través de las distintas líneas de conexión. Se puede clasificar por el número de pasos que tienen, entradas, salidas y posiciones en que pueden actuar.

Figura 53. Válvula de accionamiento mecánico manualmente



Fuente [www.tecnicaoleohidraulica.com](http://www.tecnicaoleohidraulica.com)

**3.2.6.1** *Válvulas unidireccionales.* Son como su mismo nombre lo indica, válvulas que permiten el flujo del fluido sea en un solo sentido y evitan el flujo en sentido inverso.

Estas válvulas pueden ser de dos tipos.

- Anti retorno.
- Anti retorno pilotado, mediante la acción de un pilotaje externo puede permitir también el flujo en sentido inverso.

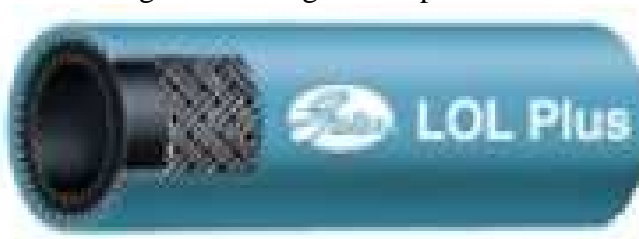
**3.2.6.2** *Válvulas direccionales de dos vías.* Permite el paso de fluido desde la entrada (llamada presión u orificio de presión) hacia las diferentes vías en que debe realizar sus funciones. Estas válvulas pueden ser normalmente cerradas o normalmente abiertas.

Las válvulas direccionales de varias vías, tienen un orificio de entrada y según la válvula diversos orificios que pueden ir hacia los actuadores o distintas partes del sistema y un orificio de retorno hacia el depósito.

**3.2.7** *Mangueras de presión.* Las tuberías y mangueras hidráulicas interconectan los diferentes componentes y conducen el fluido dentro del sistema hidráulico. Las líneas de conducción del fluido incluyen los adaptadores, estos deben ser capaces de soportar no solo la presión calculada máxima del sistema, sino resistir los golpes de presión de sistema.

Las mangueras hidráulicas son ampliamente usadas, porque son de fácil instalación y poseen las características que requiere menos destreza. La mayoría de las mangueras tienen al menos tres capas, las que incluyen el tubo interno, una o más capas de refuerzo (mallas) y la cubierta.

Figura54. Manguera de presión



Fuente: [www.tecnicaoleohidraulica.com](http://www.tecnicaoleohidraulica.com)

**3.2.8** *Fluido hidráulico.* La vida útil del sistema hidráulico depende en gran medida de la selección y del cuidado que se tenga con los fluidos hidráulicos. Al igual que con

los componentes metálicos de un sistema hidráulico, el fluido hidráulico debe seleccionarse con base en sus características y propiedades para cumplir con la función para la cual fue diseñado.

Se usan líquidos en los sistemas hidráulicos porque tienen entre otras las siguientes ventajas:

- Los líquidos toman la forma del recipiente que los contiene.
- Los líquidos son teóricamente incompresibles.
- Los líquidos ejercen igual presión en todas las direcciones.

**3.2.8.1** *Vida útil del aceite hidráulico.* El aceite hidráulico no se desgasta. El uso de filtros para remover las partículas sólidas y contaminantes químicos alargan la vida útil del aceite. Sin embargo, eventualmente el aceite se contamina tanto que debe reemplazarse. En las máquinas de construcción, el aceite se debe cambiar a intervalos de tiempos regulares. Los contaminantes del aceite pueden usarse como indicadores de desgaste no común y de posibles problemas del sistema.

**3.2.8.2** *Filtro de aceite.* Es el encargado de retirar del aceite las partículas sólidas en suspensión (trozos de metal, plásticos, etc.). El aceite puede filtrarse en cualquier punto del sistema. En muchos sistemas hidráulicos, el aceite es filtrado antes de que entre a la válvula de control. Para hacer esto se requiere un filtro más o menos grande que pueda soportar la presión total de la línea. Colocado el filtro en la línea de retorno tiene también sus ventajas. Una de las mayores es su habilidad de atrapar materiales que entran al sistema desde los cilindros. El sistema impedirá que entre suciedad a la bomba. Esto es verdad siempre que no se agreguen materias extrañas al tanque, Cualquiera de los dos tipos de filtro en las tuberías debe equiparse con una válvula de derivación. (INGEMECÁNICA, 2013)

**3.2.9** *Manómetro.* Está instalado normalmente después de la bomba e indica la presión de trabajo. Este medidor de presión tiene una amplia variedad de aplicaciones para realizar mediciones de presión estática; es barato, consistente y se fabrica en diámetros de 2 pulgadas (50 mm) en caratula y tienen una exactitud de hasta 0.1% de la lectura a escala plena; con frecuencia se emplea en el laboratorio como un patrón

secundario de presión. (VARGAS, 2013)

Figura 55. Manómetro de Bourdon



Fuente:<http://www.quiminet.com/articulos/los-manometros-y-termometros-instrumentos-de-medicion-para-aplicaciones-industriales-2671619.htm>

**3.2.10** *Sistema de transmisión.* En esta máquina se va a transmitir movimiento rotacional continuo a rotacional continuo el cual requiere la utilización de bandas para la transmisión de movimiento desde el motor eléctrico a la bomba, el cual nos permite el giro de la bomba para dar la presión del aceite hacia el cilindro hidráulico, las partes que forman este sistema son:

- Bandas de Transmisión.
- Poleas.

**3.2.11.1** *Bandas de transmisión.* Las bandas son elementos de transmisión de potencia, de constitución flexible, que se acoplan sobre poleas que son solidarias a ejes con el objeto de transmitir pares de giro. Su naturaleza flexible va a permitir que su fabricación se realice con una cierta incertidumbre mecánica que puede ser asumida, posteriormente, en su montaje.

La correa de transmisión trabaja por rozamiento con la polea sobre la que va montada; este hecho, junto a su naturaleza flexible, confiere a las correas una función de “fusibles” dentro de las transmisiones, dado que se comportan como amortiguador, reduciendo el efecto de las vibraciones que puedan transmitirse entre los ejes de la transmisión.

En general, el empleo de correas en las transmisiones resulta una opción más barata, este tipo de elementos no pueden garantizar una relación de transmisión siempre

constante entre ejes, dado que pueden originarse pequeños deslizamiento de la correa sobre la canaladura de la polea, por ejemplo, a que el tensado inicial no se ha hecho correctamente; o, producido por el desgaste con las horas de funcionamiento.

### ***Las correas de transmisión se clasifican***

***Correas planas.*** Actualmente ya en desuso y sustituidas gradualmente por las trapezoidales, se utilizaban sobre todo en aquellas transmisiones donde no se requerían grandes prestaciones, esto es, que no se transmiten grandes pares ni la velocidad lineal que alcanza la correa es elevada ( $< 5$  m/s). También pueden emplearse cuando la distancia entre ejes de poleas es elevada. Las correas planas se dividen a su vez en correas “sin fin”, también llamadas correas continuas, y correas abiertas, que se denominan así porque se suministran abiertas para su montaje y posteriormente son cerradas mediante grapas o pegamento industrial.

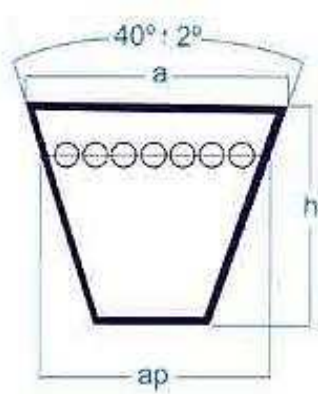
***Correas dentadas o sincronas.*** Tienen aplicación sobre todo en aquellas transmisiones compactas y que se requieren transmitir alta potencia. En este caso se deben emplear poleas de pequeño diámetro, y las correas dentadas ofrecen mayor flexibilidad y mejor adaptabilidad al dentado de la polea. Por otro lado, también permiten ofrecer una relación de transmisión constante entre los ejes que se acoplan.

***Correas trapezoidales.*** Las correas trapezoidales o correas en “V” trabajan a partir del contacto que se establece entre los flancos laterales de la correa y las paredes del canal de la polea.

Según las normas ISO las correas trapezoidales se dividen en dos grandes grupos: las correas de secciones con los perfiles clásicos Z, A, B, C, D y E, y las correas estrechas de secciones SPZ, SPA, SPB Y SPC. En la figura adjunta se representa esquemáticamente una sección tipo de correa trapezoidal o correa en “V”.

En la siguiente figura se muestra una representación de la correa trapezoidal. (ver Figura. 56)

Figura 56. Esquema de una correa trapezoidal



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Dónde:

$a$  = Ancho de la cara superior de la correa en mm

$h$  = Altura o espesor de la correa en mm

$ap$  = Ancho primitivo de la correa en mm

En la siguiente tabla se muestran los valores de los parámetros anteriores según el perfil de correa:

Tabla13. Perfiles normalizados correa trapezoidal

Sección	$a$ (mm)	$h$ (mm)	$ap$ (mm)
Z	10	6	8,5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Las correas trapezoidales o en “V” trabajan en condiciones óptimas cuando lo hacen a velocidades lineales dentro del rango de los (20 a 22) m/s. Las correas en “V” no deben trabajar a velocidades superiores de los 30 m/s, dado que la elevada fuerza centrífuga que se genera terminaría sacando la correa de la ranura de la polea. Por otro lado, si funcionasen a velocidades más baja también necesitarían un proceso de equilibrado estático para conseguir un trabajo más óptimo.

La Figura 57 muestra una sección tipo de una correa trapezoidal, así como de las partes principales que la compone.

Figura 57. Elementos de correa trapezoidal



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

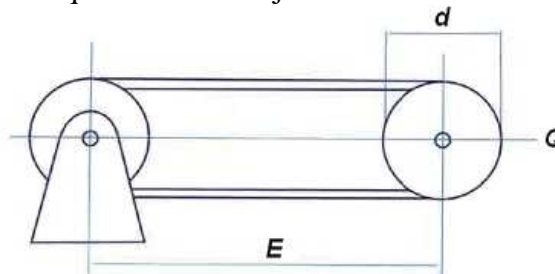
Dónde:

- 1) Núcleo
- 2) Tensores o fibras resistentes
- 3) Recubrimiento

**Longitud primitiva de una banda.** La longitud o desarrollo lineal de una correa se mide montada sobre poleas y convenientemente tensada. En esta situación el desarrollo de una correa variará en función de la línea de referencia de la sección que se tome para realizar la medición. Así, se denomina longitud primitiva de la correa ( $L_p$ ) a la que resulta de realizar la medición de su longitud a la altura del ancho primitivo ( $ap$ ) de la sección.

Para efectuar correctamente la medición de la longitud primitiva de la correa, ésta debe estar, como ya se ha dicho, convenientemente tensada. Para poder aplicar el tensado a la correa, las dos poleas sobre las que se monte la correa deben ser una fija y la otra desplazable con el objeto de poder aplicarle a esta última la carga ( $Q$ ) de tensado.

Figura 58. Esquema de montaje de una transmisión por correa



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

La carga ( $Q$ ) de tensado a aplicar será función de la sección de la correa que se trate, su desarrollo primitivo y del diámetro de poleas, según se indica en la siguiente tabla.

Tabla14. Cargas Q de tensado

Sección	Diámetro primitivos (mm)	Desarrollos primitivos (MM)	Carga (Q, N)
Z	57,6	180	110
A	95,5	300	200
B	127,3	400	300
C	228,8	700	750
D	318,3	1000	1400
E	573,0	1800	1800

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

La longitud primitiva ( $L_p$ ) de la correa para este caso concreto, donde los diámetros de las poleas son iguales y el ángulo de contacto igual a  $180^\circ$ , resulta inmediata aplicando la siguiente ecuación

$$L_p = 2 \cdot E + \Pi \cdot d \quad (4)$$

Dónde:

$E$ = Distancia entre ejes de las poleas, en mm

$d$ = Diámetro primitivo de las poleas, en mm

$L_p$ =Longitud primitiva de la correa, en mm

Como ya se dijo al principio, la longitud o desarrollo de la correa variará en función de qué línea de referencia de la sección se tome.

Así, si se toma la cara externa de la sección de la correa como referencia, resultará una longitud nominal mayor que la longitud primitiva, y por el contrario, si se toma la cara interna, entonces la longitud nominal obtenida será menor que la longitud primitiva. Es decir, que

$$\text{Desarrollo externo} = \text{Longitud primitiva nominal } (L_p) + C1 \quad (5)$$

$$\text{Desarrollo interno} = \text{Longitud primitiva nominal } (L_p) - C2 \quad (6)$$

Los coeficientes  $C1$  y  $C2$  que hay que sumar o restar a la longitud primitiva para obtener los desarrollos exteriores o interiores de la correa, se adjuntan en la siguiente tabla en función del tipo de sección.



Tabla 15. Coeficientes C1 y C2

Sección	C1 (mm)	C2 (mm)
Z	13	25
A	17	33
B	26	43
C	32	56
D	43	76
E	52	105

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

Las correas trapecoidales se identifican por sus dimensiones físicas. Así, para proceder a su identificación se coloca en primer lugar una letra que indica la sección de la correa, seguido por un número que expresa la longitud nominal de la correa.

Figura 59. Identificación de la correa trapecoidal



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

### 3.2.11.2 Poleas

Figura 60. Polea de 2 canales



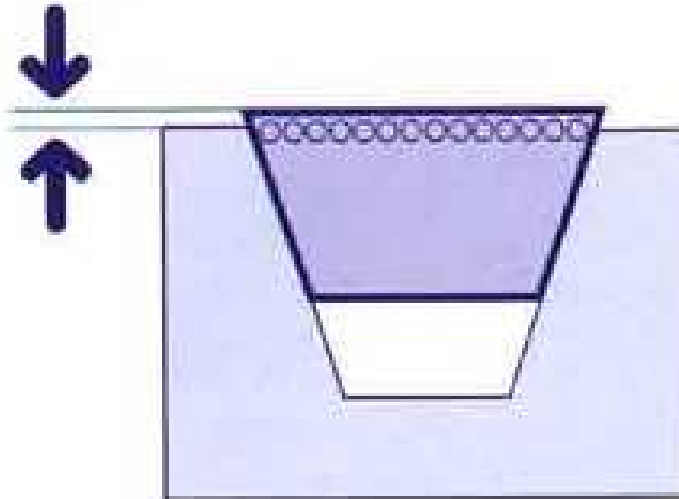
Fuente: Autores

La colocación de la correa de manera correcta en el canal o ranura de la polea influye considerablemente en el rendimiento de la transmisión y en la vida útil de la correa.

Para conseguir una buena colocación de la correa en la ranura de las poleas es condición imprescindible un perfecto alineamiento entre poleas. Para ello es necesario que los ejes del motor sean paralelos y que la correa trabaje perpendicularmente a dichos ejes.

Por otro lado, como ya se ha indicado, la correa en “V” trabaja por rozamiento entre los flancos laterales de la correa y las paredes del canal de la polea. Es por ello muy importante que los flancos de la polea se presenten perfectamente lisos y limpios. La presencia de suciedad o de partículas de polvo en la polea es muy perjudicial al convertirse en abrasivos que terminan desgastando a la superficie de la correa.

Figura 61. Colocación de la correa en el canal de la polea



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

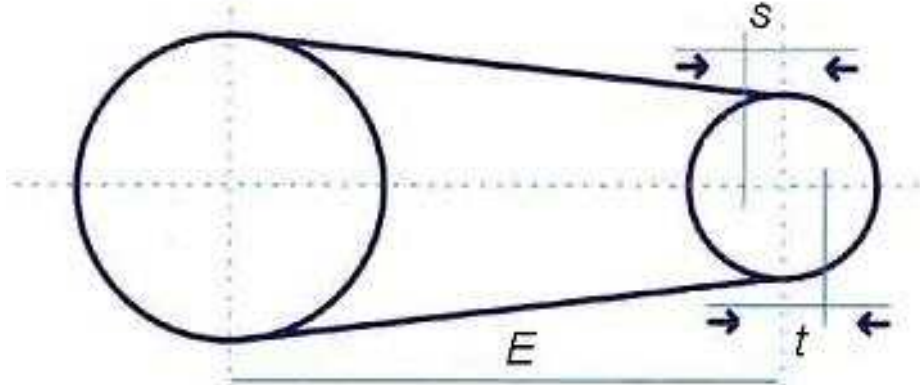
***Diámetro mínimo.*** La elección del diámetro correcto de las poleas es sumamente importante, dado que un diámetro excesivamente pequeño para una sección de correa determinada significaría una flexión excesiva de ésta, lo que terminaría reduciendo su vida útil.

Como norma general, al aumentar el diámetro de la polea aumentará la vida útil de la correa.

***Ajuste de la distancia entre poleas.*** Toda transmisión por correas flexibles debe ofrecer la posibilidad de ajustar la distancia entre centros de poleas, es decir, de poder variar la distancia que separa los ejes de giro de las distintas poleas que permita realizar las siguientes operaciones.

- Hacer posible el montaje inicial de la correa sin forzarla.
- Una vez montada, poder realizar la operación de tensado inicial.
- Durante la vida útil de la correa, para poder compensar el asentamiento de la correa o su alargamiento que se produce por el uso.

Figura 62. Ajuste de la distancia entre poleas



Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

En la siguiente tabla se indica la variación mínima de la distancia entre ejes de poleas necesarias para la instalación de las correas (INGEMECÁNICA, 2013).

Tabla 16. Desplazamientos mínimos para el montaje

Desplazamiento mínimo (s) para el montaje de la correa (mm)							
Distancia entre centros E (mm)	Z	A	B	C	D	E	Desplazamiento mínimo (t) del tensor (mm)
500 - 1000	15	19	25	-	-	-	25
1001-1500	15	19	25	38	-	-	38
1501-2500	19	19	32	38	-	-	51
2501-3000	-	25	32	38	-	-	63
3001-4000	-	25	38	38	51	-	75
4001-5000	-	-	-	51	51	63	90
5001-6000	-	-	-	51	51	63	101
6001-7000	-	-	-	51	63	63	113
7001-8500	-	-	-	51	63	76	127
8501-10500	-	-	-	51	63	76	152
> 10501	-	-	-	-	76	90	1,5-1%

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

## CAPÍTULO IV

### 4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

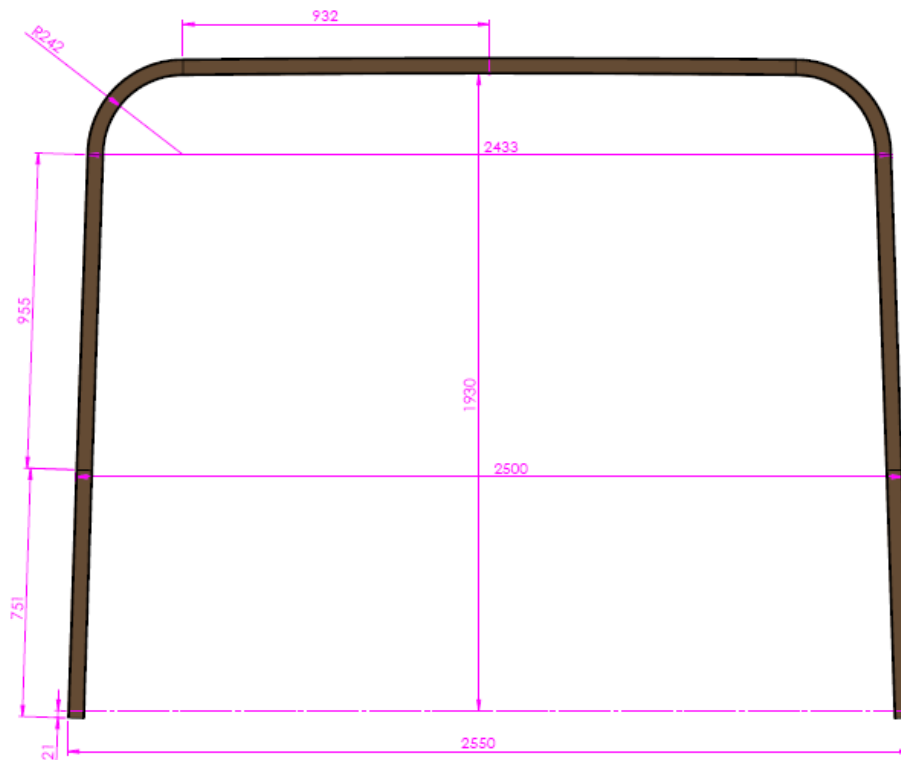
La dobladora de tubo cuadrado es utilizada para realizar un trabajo específico que es las cerchas de las estructuras de las carrocerías de buses.

#### 4.1 Dimensionamiento del riel base

El modelo y tamaño que toma el riel base donde se formará la cercha está determinada por la forma y dimensión de la misma.

Entonces graficamos la cercha con las dimensiones predeterminadas de acuerdo al modelo del bus interprovincial que se encuentra homologado y aprobado para carrocerías Altamirano por el CICEV.

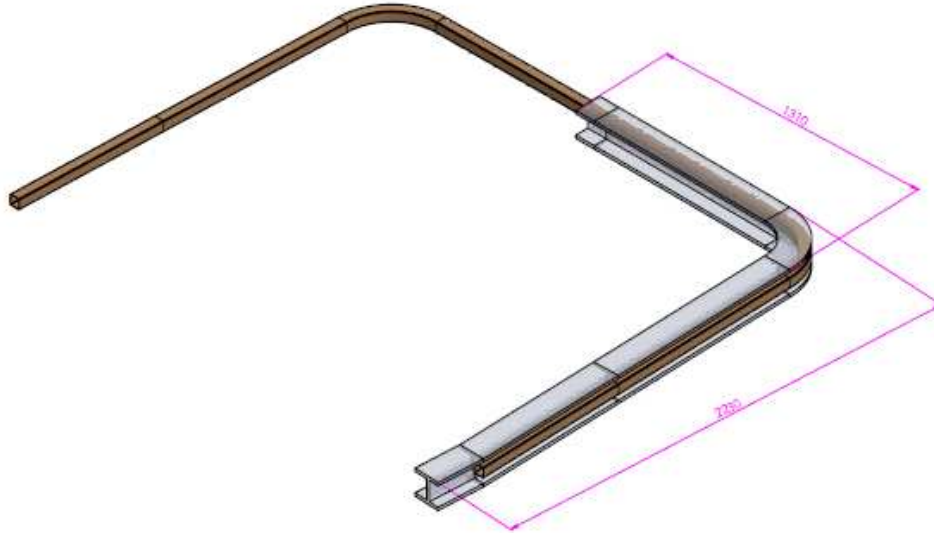
Figura 63. Diagrama de una cercha de bus.



Fuente: Autores

Luego procedemos a dimensionar el riel base el cual solo toma la forma con las dimensiones establecidas de la mitad de la cercha, obteniendo la Figura 64.

Figura 64. Riel base formador de la cercha



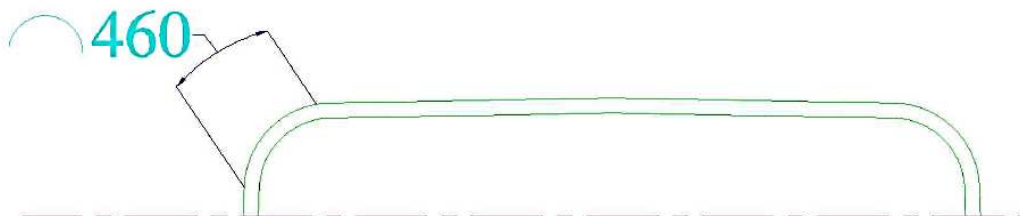
Fuente: Autores

De la Figura 64 podemos determinar que las dimensiones del riel brazo son 1310mm de ancho x 2230mm de largo.

#### 4.2 Dimensionamiento del brazo formador de la curva

Para el dimensionamiento del brazo curvador partimos del conocimiento del radio de la curva de la cercha  $R=24\text{cm}$ , además debemos tomar muy en cuenta que el tubo no debe presentar rugosidad en las paredes luego de realizar el curvado.

Figura 65. Perímetro de la curva de una cercha de bus

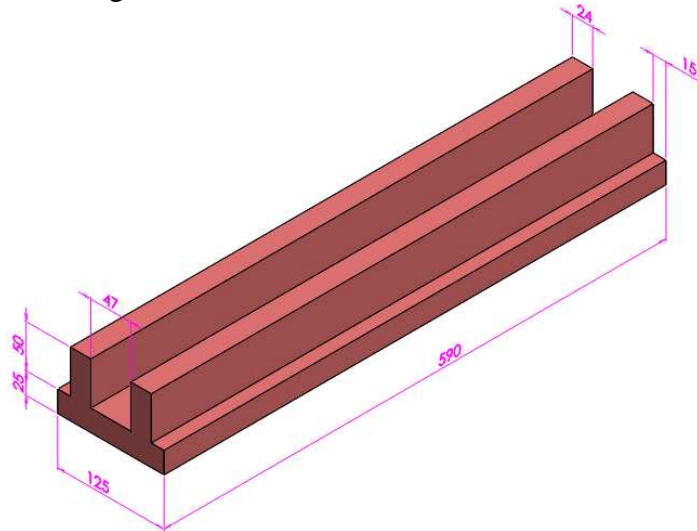


Fuente: Autores

Entonces hacemos uso de una mediacaña de 60cm de longitud ya que la distancia recorrida por la mediacaña será de 46cm entonces tenemos una distancia de 7cm mas a

cada lado de la media caña como sobrante para que el rodillo que lo aprieta a esta no dañe el tubo, su forma es de acuerdo al tubo a curvar y el riel base como se indica en la figura 66.

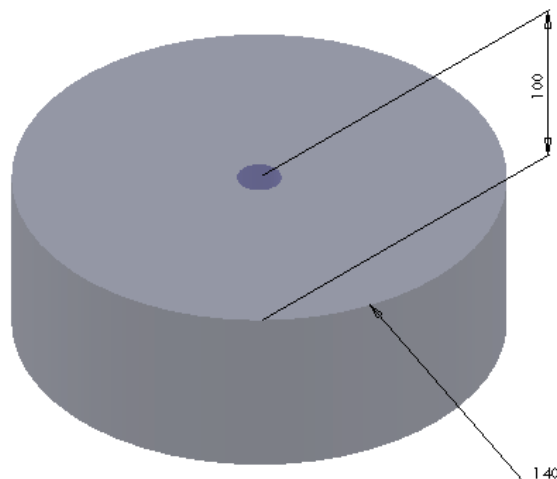
Figura 66. Media caña del brazo formador



Fuente: Autores

El siguiente elemento es el rodillo giratorio el cual aprieta a la mediacaña hacia el tubo, este tiene un diámetro exterior de 28cm y una perforación de 1 pulgada de diámetro para el anclaje con un perno, el ancho del rodillo es de 10cm.

Figura 67. Rodillo giratorio

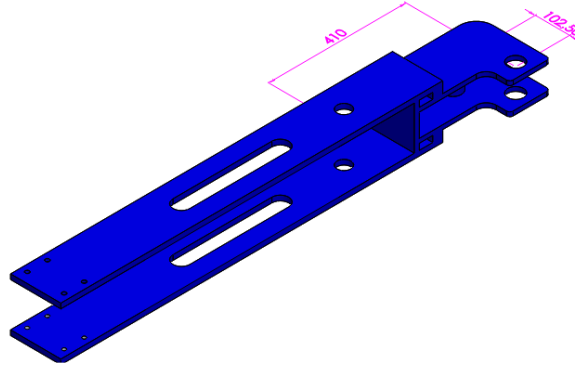


Fuente: Autores

Con las medidas de los demás elementos que son parte del brazo, ya podemos dimensionarlo, pero también debemos tomar muy en cuenta que la base donde se anclara el cilindro hidráulico esta desplazado 10,25cm con relación al eje X y 41 cm

respecto al eje Y, esto nos permitirá que al empezar el trabajo de curvado el eje donde rota el brazo tenga el menor esfuerzo posible.

Figura 68. Brazo curvador



Fuente: Autores

### 4.3 Cálculo de la fuerza necesaria para doblar un tubo en la curva

Para el cálculo de la fuerza necesaria para doblar un tubo cuadrado de lado  $a=5\text{cm}$  y de  $e=2\text{mm}$  de espesor, con un límite de fluencia de  $295\text{MPa}$  para un acero al bajo carbono AISI 1020 se parte del diagrama de cuerpo libre de la figura (71) en la posición inicial de funcionamiento de la máquina.

Partiendo de la fórmula

$$\sigma_f = \frac{M_f x c}{I} \quad (3)$$

Dónde:

$\sigma_f$ : Esfuerzo de fluencia normal por flexión  $295 \text{ [Mpa]}$

$M_f$ : Momento flector.  $[N.m]$

$c$ : Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada  $0,025 \text{ [m]}$

$I$ : Momento de inercia  $1,413 \times 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$ , Tabla 1

Despejando el  $M_f$  en la ecuación (3) tenemos:

$$M_f = \frac{\sigma_f x I}{c} \quad (7)$$

El momento generado en el punto de aplicación de la fuerza será llamado momento plástico  $M_p$ , ahora relacionando el  $M_p$  con el  $M_f$  tenemos la siguiente ecuación.

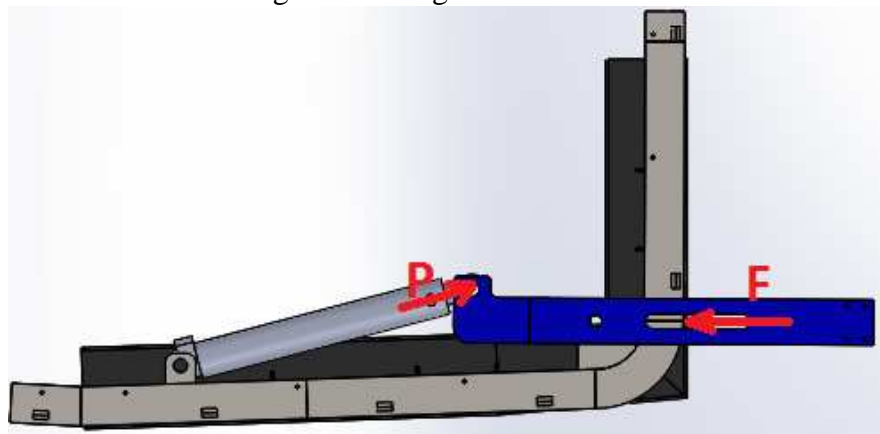
$$M_p = \frac{3}{2} M_f(8)$$

Reemplazando la ecuación (7) en la (8) tenemos lo siguiente:

$$M_p = \frac{3\sigma_f \times I}{2c} \quad (9)$$

Posteriormente procedemos a calcular el  $M_p$  para lo cual trazamos el diagrama de cuerpo libre del mecanismo donde actúan las cargas en el momento de inicio del dobles del tubo cuadrado de 50x50x2mm galvanizado.

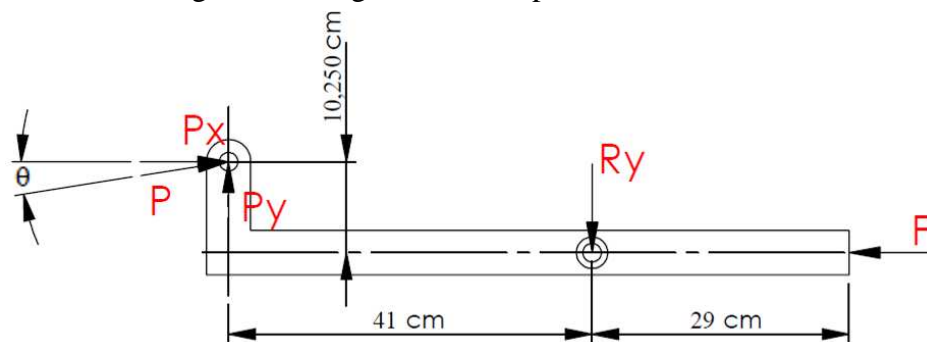
Figura 69. Diagrama de fuerzas



Fuente: Autores

Trazando el diagrama de cuerpo libre tenemos lo siguiente.

Figura 70. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas.

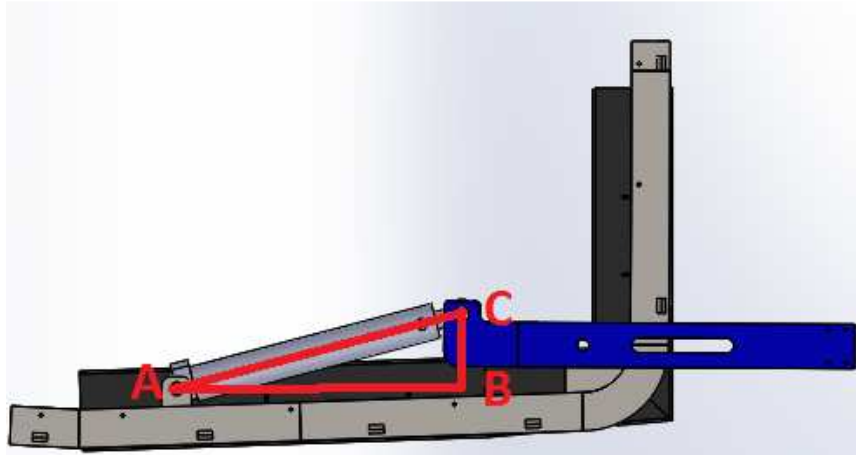


Fuente: Autores



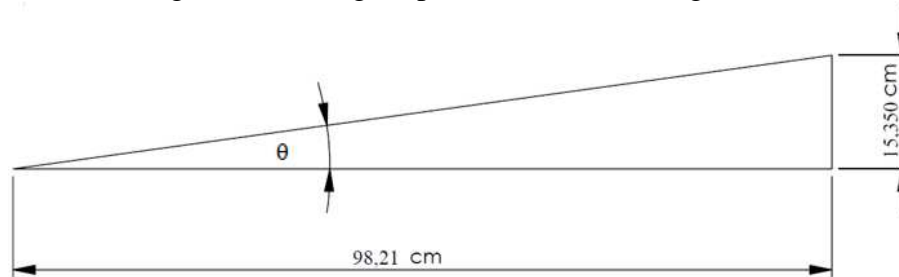
Procedemos a calcular el ángulo que está involucrado en la descomposición de la fuerza  $P_c$ .

Figura 71. Triángulo formado con la fuerza P



Fuente: Autores

Figura 72. Triángulo para el cálculo del ángulo  $\theta$



Fuente: Autores

Calculando el ángulo  $\theta$ .

$$tg\theta = \frac{P_{cy}}{P_{cx}} \quad (10)$$

Reemplazando tenemos:

$$tg\theta = \frac{15,25}{98,21}$$

$$\theta = 8,83^\circ$$

Descomponiendo la fuerza P tenemos:

$$P_{cx} = P_c \cos \theta \quad (11)$$

$$Pcy = Pc \operatorname{sen} \theta \quad (12)$$

Luego procedemos con la sumatoria de momentos en R.

$$Mf_R = Pcy \times 0,41 [m] + Pcx \times 0,1025 [m] \quad (13)$$

Reemplazando la ecuación (11) y (12) en la ecuación (13).

$$Mf_R = Pcsen\theta \times 0,41 [m] + Pc \cos \theta \times 0,1025 [m]$$

$$Mf_R = Pc \operatorname{sen} 8,83^\circ \times 0,41 [m] + Pc \cos 8,83^\circ \times 0,1025 [m]$$

$$Mf_R = 0,06293Pc [m] + 0,10128 Pc [m]$$

$$Mf_R = 0,16421 Pc [m] \quad (14)$$

Reemplazando (14) en la ecuación (9) tenemos:

$$0,16421 Pc [m] = \frac{3\sigma_f x I}{2c}$$

$$Pc [m] = \frac{3\sigma_f x I}{2cx0,16421}$$

$$Pc [m] = \frac{3 \times 295 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right] \times 1,413 \times 10^{-7} [m^4]}{2 \times 0,025 [m] \times 0,16421}$$

$$Pc [m] = \frac{125,05 [N \cdot m^2]}{8,2105 \times 10^{-3} [m]}$$

$$Pc = 15.230,50N$$

#### 4.4 Cálculo y selección del cilindro hidráulico de doble efecto

La selección del cilindro se lo realiza estimando una presión de 2000 psi, presión a la cual normalmente trabajan estos sistemas.

Partiendo de la formula.

$$P = \frac{F}{A} \quad (15)$$

Dónde:

P: Presión del cilindro (2.000 psi) 13,78 [Mpa], asumida

Pc: Fuerza aplicada por el cilindro 15.230,50[N], calculada

A: Área del cilindro [ $m^2$ ]

Despejando la ecuación (15) y calculando el área tenemos lo siguiente:

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

$$A = \frac{15.230,50 [N]}{13,78 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right]}$$

$$A = 0,001105[m^2]$$

Luego tenemos la siguiente formula del área:

$$A = \frac{\pi \times \phi_c^2}{4} \quad (16)$$

Dónde:

$\phi_c$ : Diámetro interno del cilindro

$\pi$ : 3,141592

Despejando la ecuación (16) y calculando el  $\phi_c$  tenemos lo siguiente:

$$\phi_c = \sqrt{\frac{4xA}{\pi}}$$

$$\phi_c = \sqrt{\frac{4 \times 0,001105 [m^2]}{\pi}}$$

$$\phi_c = 0,0375 \text{ m}$$

$$\phi_c = 3,75 \text{ cm}$$

Con el diámetro interno obtenido procedemos a seleccionar el cilindro hidráulico de doble efecto en el anexo A del catálogo Cilindros y Cromados donde aproximamos el diámetro al valor normalizado de 40mm, a continuación detallamos los datos técnicos del cilindro seleccionado.

Figura 73. Cilindro doble efecto



Fuente. Catálogo cilindros y cromados S.A

Tabla17. Selección del cilindro de doble efecto

<b>DATOS TÉCNICOS DEL CILINDRO</b>	
Marca	Cilindros y cromados
Denominación	Cilindros estándar de doble efecto
Referencia	701/700
Diámetro interno del cilindro [ $\varnothing_c$ ]	40mm
Diámetro del vástago [ $\varnothing_v$ ]	25mm
Carrera [z]	700mm
Símbolo	

Fuente. Autores

Calculando la nueva área en función del diámetro seleccionado de 40mm.

$$A = \frac{\pi \times \varnothing_c^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \times (0,04m)^2}{4}$$

$$A = 1,2566 \times 10^{-3} [m^2]$$

Luego procedemos a calcular las fuerzas reales que actuaran en el cilindro seleccionado.

$$F_{avance} = P[\text{bar}] \times \frac{\pi \times D^2}{40} \times 0,9(17)$$

$$F_{avance} = 140,75[\text{bar}] \times \frac{\pi \times (40\text{mm})^2}{40} \times 0,9$$

$$F_{avance} = 15.918,44 [\text{N}]$$

$$F_{retorno} = P[\text{bar}] \times \frac{\pi \times (D^2 - \phi_v^2)}{40} \times 0,9(18)$$

$$F_{retorno} = 140,75[\text{bar}] \times \frac{\pi \times ((40\text{mm})^2 - (25\text{mm})^2)}{40} \times 0,9$$

$$F_{retorno} = 9.700,3 [\text{N}]$$

Luego procedemos a calcular el caudal requerido por el cilindro, para ello asumimos que el cilindro saldrá en un tiempo de 15 segundos, aplicamos la siguiente formula.

$$Q = V \times A(19)$$

Dónde

Q= Caudal requerido por el cilindro [ $m^3 /s$ ]

A= Área del cilindro  $1,2566 \times 10^{-3} [m^2]$

V= velocidad de salida del vástago

Calculamos la velocidad de salida del vástago a partir de la siguiente ecuación:

$$V = \frac{z}{t}(20)$$

Dónde

z= Carrera del vástago de cilindro [700 mm]. Tabla 17

t= Tiempo de salida del vástago del cilindro[s]. Asumido

$$V = \frac{700 \text{ mm}}{15 \text{ s}}$$

$$V = 46,6 \text{ [mm/s]}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (19) y calculando el caudal tenemos:

$$Q = 0,0466 \text{ [m/s]} \times 1,2566 \times 10^{-3} \text{ [m}^2 \text{]}$$

$$Q = 5,86 \times 10^{-5} \text{ [m}^3 \text{/s]} = 0,913 \text{ GPM}$$

**4.4.1** *Presión real del cilindro.* Para calcular la presión real a la que está trabajando el cilindro partimos de la ecuación(15).

$$P = \frac{15.918,44 \text{ [N]}}{1.2566 \times 10^{-3} \text{ [m}^2 \text{]}}$$

$$P = 12,67 \text{ [Mpa]} = 1839 \text{ [psi]}$$

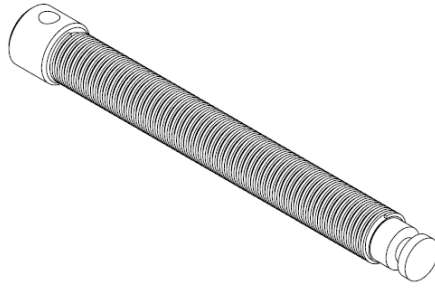
Entonces como la presión real del cilindro es menor a la presión estimada (1839 [psi] < 2000 [psi] ) la selección del cilindro hidráulico de doble efecto es correcto.

## **4.5** **Diseño de los componentes del brazo curvador**

Para realizar este diseño nos ayudamos del software de elementos finitos donde se establece la fuerza que ejerce en el punto más crítico de cada elemento.

**4.5.1** *Diseño del tornillo de potencia.* Luego diseñamos el tornillo que transmitirá la fuerza de apriete a la media caña a través del rodillo giratorio.

Figura 74. Tornillo que aprieta el rodillo



Fuente: Autores

Para esto partimos nuevamente del diagrama de cuerpo libre de la Figura 70.

Entonces de la sumatoria de Fuerzas en el eje X tenemos:

$$Pcx - F = 0(21)$$

Reemplazando  $Px = P\cos\theta$  en la ecuación (21) tenemos lo siguiente:

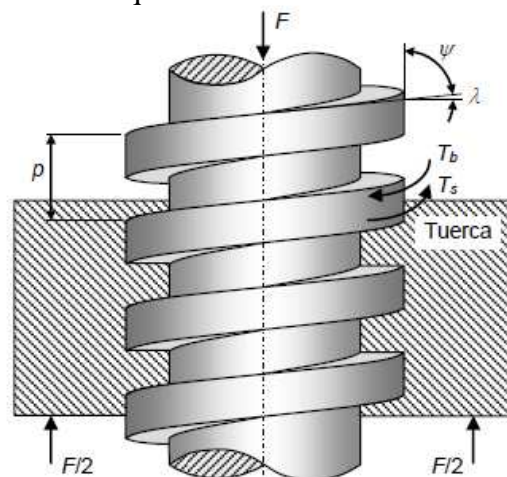
$$Pccos\theta - F = 0$$

$$15.918,44 [N] \cos 8,83^\circ - F = 0$$

$$F = 15.730[N]$$

Con el cálculo de esta fuerza procedemos a diseñar el tornillo que aprieta al rodillo de la siguiente manera.

Figura 75. Variantes que intervienen en un tornillo de potencia.



Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de Máquinas

Determinamos el diámetro del tornillo con base en la resistencia al desgaste de la tuerca

a partir de la siguiente ecuación.

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi\phi S_{d-ap}}} \quad (22)$$

Dónde:

$d_m$ : Diámetro medio en [m]

$\phi$ : Constante dependiendo del tipo de tuerca

$S_{d-ap}$ : Resistencia al desgaste en[Mpa]

F: Fuerza axial en el tornillo 15730 [N]

Ahora determinamos el valor de  $\phi$  tomando los valores recomendados por Dobrovoslki y Norton que se muestran a continuación en la siguiente tabla.

Tabla18. Valor de  $\phi$  para tuercas

$$\phi = \begin{cases} 1.8 \text{ a } 2.5 & \text{(tuerca de una pieza)} \\ 2.5 \text{ a } 3.5 & \text{(tuerca partida)} \end{cases}$$

Fuente: NORTON, Robert L, Diseño de Máquinas

Entonces de la tabla determinamos que el valor de  $\phi = 2,5$  ya que la tuerca es de una sola pieza.

A continuación procedemos a determinar el valor de  $S_{d-ap}$  con los valores propuestos por Dobrovoslki en la siguiente tabla.

Tabla19. Valores para resistencia al desgaste

$$S_{d-ap} = S_{yc} / N_{ap} \approx \begin{cases} 12 \text{ a } 20 \text{ MPa} & \text{(tornillo de acero y tuerca de bronce)} \\ 80 \text{ MPa} & \text{(tornillo de acero y tuerca de hierro fundido)} \end{cases}$$

Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de Máquinas

De la tabla determinamos que  $S_{d-ap} = 12 \text{ Mpa}$

Entonces procedemos a reemplazar los valores ya conocidos en la ecuación (22) y tenemos lo siguiente.



$$d_m \geq \sqrt{\frac{2(15730)[N]}{\pi(2,5) (12 \times 10^6) [N/m^2]}}$$

$$d_m = 0,01827 \text{ m} = 0,72 \text{ in}$$

Con este valor obtenido procedemos a determinar los demás valores en la siguiente tabla teniendo en cuenta que el eje debe tener suficiente resistencia a la fatiga.

Tabla 20. Principales dimensiones de las roscas Acme americana estándar.

Díametro mayor $d$ (in)	Díametro medio $d_m$ (in)	Díametro menor $d_r$ (in)	Paso $p$ (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (in <sup>2</sup> )
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

Fuente: SHIGLEY, Mechanical Engineering

Entonces seleccionamos la siguiente rosca Acme estándar con los siguientes valores:

$$d_m = 1,375 \text{ in} = 0,034925 \text{ m}$$

$$d = 1,5 \text{ in} = 0,0381 \text{ m}$$

$$d_r = 1,25 \text{ in} = 0,03175 \text{ m}$$

$$p = 0,25 \text{ in} = 0,00635 \text{ m}$$

$$A_t = 1,353 \text{ in}^2 = 0,000873 \text{ m}^2$$

Con estas dimensiones se garantiza una adecuada resistencia al desgaste y al aplastamiento, la longitud de la tuerca está dada por la siguiente ecuación.

$$L_T = \phi d_m \quad (23)$$

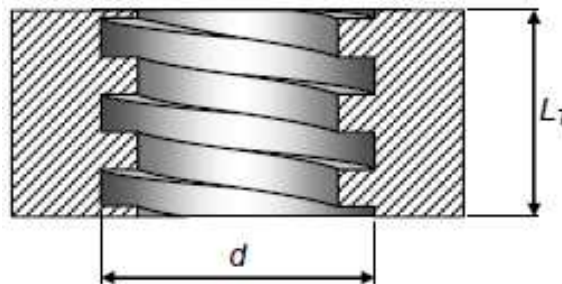
Dónde:

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo en [in]

$\phi$ : Constante dependiendo del tipo de tuerca

$L_T$ : Longitud de la tuerca [in]

Figura 76. Longitud de la tuerca



Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de máquinas

Reemplazando los valores en la ecuación (23) tenemos lo siguiente:

$$L_T = 2,5 (1,375 \text{ in}) = 3,4375 \text{ in} = 8,73 \text{ cm}$$

**Verificación de la resistencia del núcleo.** El núcleo del tornillo está sometido a una combinación de compresión y torsión, el esfuerzo normal en los puntos críticos es la relación entre la fuerza y el área del tornillo, entonces para calcular el esfuerzo cortante en los puntos críticos es necesario calcular el par de torsión máximo a partir de la siguiente ecuación.

$$T_m = T_s + T_c \quad (24)$$

Dónde:

$T_m$ : Par de torsión máximo [N. m]

$T_s$ : Par de torsión de subida [N. m]

$T_c$ : Par resistente del cojinete [N. m]

Entonces procedemos a calcular el  $T_s$  mediante la siguiente ecuación:

$$T_s = F \frac{d_m}{2} \frac{l + \frac{\mu \pi d_m}{\cos \alpha_F}}{\pi d_m - \frac{\mu l}{\cos \alpha_F}} \quad (25)$$

Dónde:

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N]

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo [1,375 in ] o [ 0,034925 m]

$\mu = \mu_c$ : Coeficiente de fricción para cojinetes planos lubricados

$\alpha_F$ : Angulo entre flancos[°]

$l = p$ : Avance del tornillo [0,25in] o [0,00635 m]

Ahora determinamos el coeficiente de fricción de 0,15 para cojinetes planos lubricados para lo cual tomamos la recomendación de NORTON, Robert L. El cual manifiesta que este valor puede estar  $0,1 \leq \mu_c \leq 0,2$ .

A continuación determinamos  $\alpha_F=0$  para roscas cuadradas por su mayor eficiencia, según recomendación de NORTON, Robert L.

Procedemos a reemplazar los valores determinados en la ecuación (25) y tenemos lo siguiente:

$$T_s = 15.730 \text{ [N]} \frac{0,034925 \text{ [m]}}{2} \frac{0,00635 \text{ m} + \frac{0,15 \pi 0,034925 \text{ [m]}}{\cos 0^\circ 15.730 \text{ [N]}}}{\pi 0,034925 \text{ [m]} - \frac{0,15 (0,00635 \text{ m})}{\cos 0^\circ 15.730 \text{ [N]}}}$$

$$T_s = 57,6 \text{ [N. m]}$$

Ahora procedemos a calcular el  $T_c$  mediante la siguiente ecuación:

$$T_c = F \frac{\mu_c d_c}{2} \quad (26)$$

Dónde:

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N]

$d_c$ : Diámetro medio del cojinete [m]

$\mu_c$ : Coeficiente de fricción para cojinetes planos lubricados [0,15]

Ahora procedemos determinar el valor de  $d_c$  a partir de la siguiente ecuación:

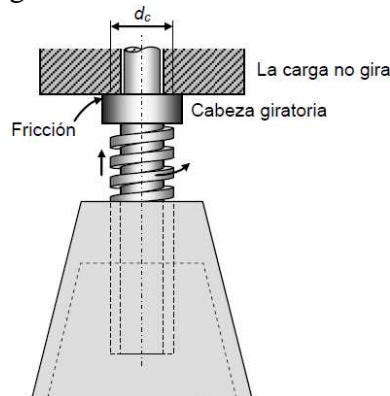
$$d_c = \frac{d_{cmax} + d_{cmin}}{2} \quad (27)$$

Dónde:

$d_{cmax}$ : Diámetro máximo del cojinete [m]

$d_{cmin}$ : Diámetro mínimo del cojinete [m]

Figura 77. Coeficiente de fricción



Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de Máquinas

Basándonos en otros diseños similares y acogiendo recomendaciones de muchos autores se opta lo siguiente que  $d_c = 1,5 d_m$ , entonces  $d_c = 1,5 \times 0,034925 = 0,0523875$

Ahora reemplazamos los valores determinados en la ecuación (26) y tenemos:

$$T_c = 15.730 \text{ [N]} \frac{(0,15)(0,0523875 \text{ m})}{2}$$

$$T_c = 61,80 \text{ [ N. m ]}$$

Luego calculamos el valor de  $T_m$  reemplazando los valores de  $T_s$  y  $T_c$  en la ecuación (24) y tenemos lo siguiente.

$$T_m = 57,6 \text{ [N. m]} + 61,80 \text{ [ N. m]}$$

$$T_m = 119,4 \text{ [N. m]}$$

Procedemos entonces ya a calcular el esfuerzo de compresión utilizando la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{F}{A_t} \quad (28)$$

Dónde:

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N]

$A_t$ : Área de esfuerzo a tracción [1,353 in<sup>2</sup>] o [0,000873 m<sup>2</sup>], Tabla 20

$S_t$ : Esfuerzo a tracción [Mpa]

Reemplazando los valores en la ecuación (28) y calculando tenemos:

$$S_t = \frac{15.730 [N]}{0,000873 m^2}$$

$$S_t = -18[\text{Mpa}]$$

El signo negativo indica que el esfuerzo es a compresión.

También de la misma forma calculamos el esfuerzo cortante utilizando la siguiente ecuación.

$$S_T = \frac{16 T_m}{\pi d_r^3} \quad (29)$$

Dónde:

$T_m$ : Par de torsión máximo [119,4 N.m]

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo [1,25 in] o [0,03175 m], Tabla 20

$S_T$ : Esfuerzo cortante [Mpa]

Reemplazando los valores en la ecuación (29) y calculando tenemos:

$$S_T = \frac{16 (119,4 N.m)}{\pi (0,03175 m)^3}$$

$$S_T = 19[\text{Mpa}]$$

Entonces procedemos a determinar el factor de seguridad que está dado por la siguiente

ecuación.

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_T}{S_{yT}}\right)^2 \quad (30)$$

Dónde:

$S_t$ : Esfuerzo a tracción [-18 Mpa]

$S_T$ : Esfuerzo cortante [19 Mpa]

$S_y$ : Límite de fluencia del material. Corresponde al acero AISI 4340, igual a 225 [Mpa](ver Anexo C)

$S_{yT}$ : Límite cortante del material, igual a  $0,577 S_y = 0,577 (225 \text{ Mpa}) = 129,825 \text{ [Mpa]}$

Reemplazando los valores en la ecuación (30) tenemos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{-18 \text{ [Mpa]}}{225 \text{ [Mpa]}}\right)^2 + \left(\frac{19 \text{ [Mpa]}}{129,825 \text{ [Mpa]}}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,0278$$

$$N = 6$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=6$  es aceptable.

**Verificación de la resistencia a cortante de los filetes.** Por recomendación de NORTON, Robert L el cual manifiesta que si  $L_T = 87,3 \text{ mm} > 0,5 d = 0,5 (38,1 \text{ mm Tabla 20}) = 19,05 \text{ mm}$ , y como  $65 \text{ mm} > 19,05 \text{ mm}$  no es necesario realizar la verificación de la resistencia al barrido de los filetes del tornillo.

Entonces se realizara la verificación de la resistencia al cortante de la tuerca a partir de la siguiente ecuación.

$$S_s = \frac{3F}{2\pi d(W_o p)n_f} \quad (31)$$

Dónde:

$S_s$ : Esfuerzo máximo cortante [Mpa]

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N].

d: Diámetro mayor del tornillo [1,5 in] o [0,0381 m] Tabla 20

p: Paso del tornillo [0,25in] o [0,00635 m]Tabla 20

$W_o$ : Coeficientes para roscas estándar

$n_f$ : Numero de Filetes

Procedemos a determinar el valor de  $W_o$  para eso nos ayudaremos de la siguiente tabla:

Tabla21. Coeficientes  $W_i$  y  $W_o$  para roscas estándar

Tipo de filete	$W_i$	$W_o$
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Fuente: DOBROVOSLKI,Elementos de máquinas

De la Tabla. 21 determinamos que el valor de  $W_o = 0.5$  para roscas cuadradas.

Ahora determinamos el número de filetes  $n_f$  a partir de la siguiente ecuación:

$$n_f = \frac{L_T}{p} \quad (32)$$

Dónde:

$L_T$ : Longitud de la tuerca [0,0873m ]

p: Paso del tornillo [0,25in] o [0,00635 m]Tabla 20

$n_f$ : Numero de Filetes

Reemplazando los valores en la ecuación (32) y calculando tenemos:

$$n_f = \frac{0,0873 \text{ m}}{0,00635 \text{ m}}$$

$$n_f = 13,75 \text{ filetes}$$

Con los valores ya conocidos procedemos a calcular  $S_s$  , esfuerzo máximo cortante reemplazando los valores en la ecuación (31).

$$S_s = \frac{3 (15.730 \text{ N})}{2\pi (0,0381 \text{ m})(0,5)(0,00635 \text{ m})(13,75)}$$

$$S_s = 4,52 \text{ [Mpa]}$$

El factor de seguridad de la tuerca, con relación a la falla por cortante se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$N = \frac{S_{yT}}{S_s} \quad (33)$$

Dónde:

$S_s$ : Esfuerzo máximo cortante [4,52Mpa]

$S_{yT}$ : Límite cortante del acero AISI 4340, igual a 129,825 [Mpa]

N: Factor de seguridad

Reemplazando los valores en la ecuación (33) tenemos:

$$N = \frac{129,825 \text{ [Mpa]}}{4,52 \text{ [Mpa]}}$$

$$N = 28,7$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=28,7$  es aceptable.

### ***Verificación de la resistencia a flexión de los filetes***

***Para el tornillo.*** El esfuerzo por flexión en los filetes del tornillo está dado por la siguiente ecuación.



$$S_{flex} = \frac{3 Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2} \quad (34)$$

Dónde:

$S_{flex}$ : Esfuerzo por flexión en los filetes [Mpa]

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N]

h: Altura de trabajo del filete

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo [ 1,25 in] o [0,03175 m] , Tabla 20

$n_f$ : Numero de Filetes [13,75 filetes]

p: Paso del tornillo [0,25in] o [0,00635 m], Tabla 20

$W_i$ : Coeficientes para roscas estándar [0,5], Tabla 21

Ahora calculando la altura de trabajo del filete nos ayudaremos de la siguiente tabla.

Tabla22. Altura de trabajo del fileteroscas estándar.

Tipo de filete	h
Cuadrada	p/2
Acme	p/2
Diente de sierra	0.663p

Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de máquinas

De la tabla determinamos que  $h = p/2 = 0,00635 \text{ m} / 2 = 0,003175 \text{ m}$ .

Reemplazando los valores en la ecuación (34) y calculando el esfuerzo por flexión en los filetes del tornillo tenemos.

$$S_{flex} = \frac{3 (15.730 \text{ N})(0,003175)}{\pi(0,03175 \text{ m})( 13,75 \text{ filetes}) (0,5 \times 0,00635 \text{ m})^2}$$

$$S_{flex} = 10,84 \text{ [Mpa]}$$

Ahora calculamos el factor de seguridad a partir de la siguiente ecuación:

$$N_{flex} = \frac{S_y}{S_{flex}} \quad (35)$$

Dónde:

$S_{flex}$ : Esfuerzo a flexión de los filetes [10,84Mpa]

$S_y$ : Límite de fluencia del acero AISI 4340, igual a 225 [Mpa]

$N_{flex}$ : Factor de seguridad

Reemplazando los valores en la ecuación (35) tenemos:

$$N = \frac{225 [Mpa]}{10,84 [Mpa]}$$

$$N = 20,7$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=20,7$  es aceptable.

**Para la tuerca.** El esfuerzo por flexión en los filetes de la tuerca está dado por la siguiente ecuación.

$$S_{flex} = \frac{3 Fh}{\pi d n_f (W_o p)^2} \quad (36)$$

Dónde:

$S_{flex}$ : Esfuerzo por flexión en los filetes [Mpa]

F: Fuerza axial 15.730 [N]

h: Altura de trabajo del filete 0,003175[m]

d: Diámetro mayor del tornillo [1,5 in] o [0,0381 m] Tabla 20

$n_f$ : Numero de Filetes [13,75 filetes]

p: Paso del tornillo [0,25in] o [0,00635 m] Tabla 20

$W_o$ : Coeficientes para roscas estándar [0,5] Tabla 21

Reemplazando los valores en la ecuación (36) y calculando el esfuerzo por flexión en los filetes de la tuerca tenemos.

$$S_{flex} = \frac{3 (15.730 N)(0,003175)}{\pi(0,0381 m)( 13,75 filetes) (0,5 x 0,00635 m)^2}$$

$$S_{flex} = 9,03 [Mpa]$$

Ahora calculamos el factor de seguridad a partir de la siguiente ecuación:

$$N_{flex} = \frac{S_y}{S_{flex}} \quad (37)$$

Dónde:

$S_{flex}$ : Esfuerzo a flexión de los filetes de la tuerca [9,03 Mpa]

$S_y$ : Límite de fluencia del acero AISI 4340, igual a 225 [Mpa]

$N_{flex}$ : Factor de seguridad

Reemplazando los valores en la ecuación (37) tenemos:

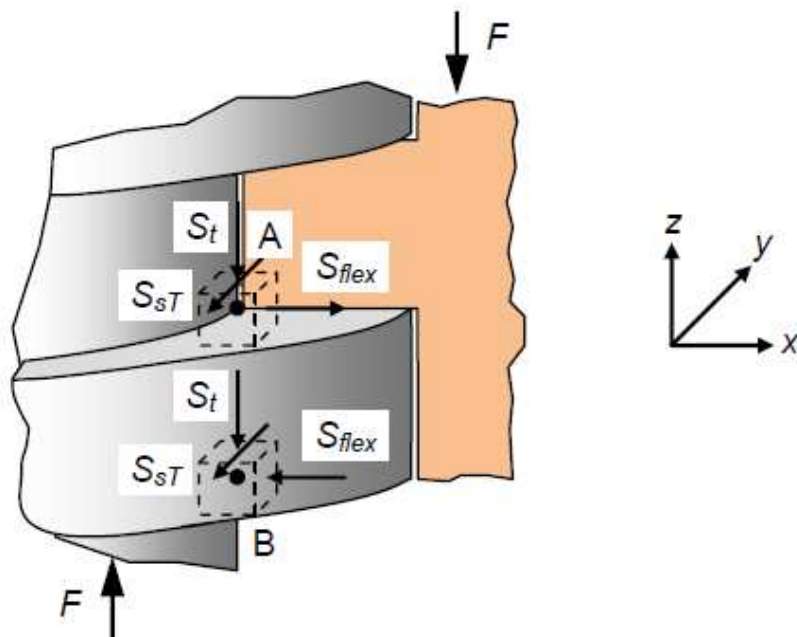
$$N = \frac{225 [Mpa]}{9,03 [Mpa]}$$

$$N = 25$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=25$  es aceptable.

### Verificación de la resistencia a fatiga

Figura 78. Estados de esfuerzos en la raíz del filete



Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de Máquinas

**Análisis en el punto A (más crítico).** Con los valores de los esfuerzos anteriormente calculados procedemos a realizar el análisis en el punto crítico A del tornillo, partiendo de las siguientes ecuaciones.

$$S_{xx} = S_{flex} = 10,84 \text{ Mpa} , S_{yy} = 0 , S_{zz} = -\frac{F}{A_t} = S_t = -18 \text{ Mpa}$$

$$S_{sYZ} = S_{sT} = S_T = 19 \text{ Mpa} , S_{sXY} = 0 , S_{sZX} = 0 \quad (38)$$

Estos valores corresponden a los esfuerzos nominales máximos, Tomando  $F_{min} = 0$  y  $T_{min} = 0$  entonces.

$$F_m = F_a = \frac{F}{2} \quad (39)$$

$$T_{mm} = T_{ma} = \frac{T_m}{2} \quad (40)$$

Dónde:

$F_m$ : Fuerza axial media [Mpa]

$F_a$ : Fuerza alternativa [Mpa]

$T_{mm}$ : Par de torsión media [Mpa]

$T_{ma}$ : Par de torsión alternativa [Mpa]

Calculando los esfuerzos medios y alternativos, los cuales serán la mitad de los valores máximos de la ecuación (38) tenemos.

$$S_{XXm} = S_{XXa} = 5,42 \text{ Mpa} , S_{YYm} = S_{YYa} = 0 , S_{ZZm} = S_{ZZa} = -9 \text{ Mpa}$$

$$S_{sYZm} = S_{sYZa} = 9,5 \text{ Mpa} , S_{sXYm} = S_{sXYa} = S_{sZXm} , S_{sZXa} = 0 \quad (41)$$

A continuación determinamos el factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

Tabla 23. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga

Clase de rosca	$K_f$ (tracción o flexión)			
	Recocida Dureza < 200 HB Grado SAE $\leq 2$ Clase SAE (ISO) $\leq 5.8$		Endurecida Dureza > 200 HB Grado SAE $\geq 4$ Clase SAE (ISO) $\geq 6.6$	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
Unified National Standard (UNS) con raices planas Cuadrada	2.2	2.8	3.0	3.8
Unified Nacional Standard (UNS) con raices redondeadas	1.4	1.8	2.6	3.3

Fuente: FAIRES, V. M. Diseño de elementos de máquinas

De la tabla se determina el factor de concentración de esfuerzos por fatiga y se toma como  $K_f = 3,8$ , la rosca es tallada, dureza mayor de 200HB (Acero AISI 4340) y el valor es para rosca cuadrada.

Este valor es válido para carga axial y flexión pero se asume también para torsión, entonces asumiendo que  $K_f = K_{fm}$  tenemos la siguiente ecuación.

$$K_{ff(M)} = K_{ff(F)} = K_{ff(T)} = K_{fm(M)} = K_{fm(F)} = K_{fm(T)} = K_f = 3.8 \quad (42)$$

Ahora calculamos los esfuerzos equivalentes a partir de la siguiente ecuación.

$$\sigma_{XXm} = K_{fm(M)} S_{XXm}, \quad \sigma_{ZZm} = K_{fm(F)} S_{ZZm}, \quad \tau_{YZm} = K_{fm(T)} S_{SYZm} \quad (43)$$

$$\sigma_{XXa} = K_{ff(M)} S_{XXa}, \quad \sigma_{ZZa} = K_{ff(F)} S_{ZZa}, \quad \tau_{YZa} = K_{ff(T)} S_{SYZa} \quad (44)$$

Dónde:

$K_{fm}$ : Factor de concentración de fatiga al esfuerzo medio

$K_{ff}$ : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita

(M): Flexión

(F): Carga axial

(T): Torsión

Reemplazando los valores en la ecuación (43) y calculando los esfuerzos equivalentes medios tenemos lo siguiente.

$$\begin{aligned}\sigma_{XXm} &= 3,8 \times 5,42 \text{ Mpa} = 20,6 \text{ Mpa} \\ \sigma_{ZZm} &= 3,8 \times -9 \text{ MPa} = -34,2 \text{ Mpa} \\ \tau_{YZm} &= 3,8 \times 9,5 \text{ Mpa} = 36,1 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (43) y calculando los esfuerzos equivalentes alternativos tenemos lo siguiente.

$$\begin{aligned}\sigma_{XXa} &= 3,8 \times 5,42 \text{ Mpa} = 20,6 \text{ Mpa} \\ \sigma_{ZZa} &= 3,8 \times -9 \text{ MPa} = -34,2 \text{ Mpa} \\ \tau_{YZa} &= 3,8 \times 9,5 \text{ Mpa} = 36,1 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Como  $\sigma_{YY} = \sigma_{XY} = \sigma_{ZX} = 0$  , Entonces ahora se calculan los esfuerzos equivalentes resultantes a partir de la siguiente ecuación.

$$\sigma_{me} = \sqrt{\sigma_{XXm}^2 + \sigma_{ZZm}^2 - \sigma_{XXm}\sigma_{ZZm} + 3\tau_{YZm}^2} \quad (45)$$

$$\sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{XXa}^2 + \sigma_{ZZa}^2 - \sigma_{XXa}\sigma_{ZZa} + 3\tau_{YZa}^2} \quad (46)$$

Dónde:

$\sigma_{me}$ : Esfuerzo equivalente medio [Mpa]

$\sigma_{ae}$ : Esfuerzo equivalente alternativo [Mpa]

Reemplazando los valores en las ecuaciones (45) y (46) y calculando tenemos:

$$\sigma_{me} = \sqrt{(20,6)^2 + (-34,2)^2 - (20,6)(-34,2) + 3(36,1)^2} = 78,8 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_{ma} = \sqrt{(20,6)^2 + (-34,2)^2 - (20,6)(-34,2) + 3(36,1)^2} = 78,8 \text{ [Mpa]}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de seguridad partiendo de la ecuación de Goodman modificada.

$$\frac{\sigma_{me}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqa}}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (47)$$

Dónde:

$\sigma_{me}$ : Esfuerzo equivalente medio 78,8 [Mpa]

$\sigma_{ae}$ : Esfuerzo equivalente alternativo 78,8 [Mpa]

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga

$S_{ut}$ : Resistencia ultima a la tensión

Ahora para determinar la resistencia a la fatiga, utilizamos la ecuación de Marín que se indica a continuación.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e \quad (48)$$

Dónde:

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico en [Mpa]

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga de la muestra en [Mpa]

$$S'_e = 0,5xS_{ut} \quad (49)$$

Dónde:

$S_{ut}$ : Resistencia ultima a la tensión. Calculado según Shigley

$$S_{ut} = 3,41xHB [MPa] \quad (50)$$

Dónde  $HB = 240$  correspondiente a la dureza Brinell del acero AISI 4340. (Ver anexo C)

Reemplazando el valor en la ecuación (50) y calculando tenemos:

$$S_{ut} = 3,41x240[MPa]$$

$$S_{ut} = 818 [MPa]$$

Ahora reemplazamos el valor en la ecuación (49) y calculando el límite de resistencia a la fatiga de la muestra tenemos:

$$S'_e = 0.5 \times 818 \text{ [MPa]} = 409 \text{ [MPa]}$$

Ahora procedemos a calcular los factores de mayoración de esfuerzos

***k<sub>a</sub>, factor de superficie***

Este factor se determina con la siguiente expresión:

$$k_a = a * S_{ut}^b \tag{51}$$

Donde *a* y *b* son factores adimensionales tabulados, según sea el acabado superficial final que posee el material.

Tabla 24. Constantes del factor de superficie

Surface Finish	Factor <i>a</i>		Exponent <i>b</i>
	<i>S<sub>ut</sub></i> , kpsi	<i>S<sub>ut</sub></i> , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

De la tablase determina que *a* = 4,51 Mpa y *b*= -0,265

Reemplazando los valores en la ecuación (51) tenemos:

$$k_a = 4,51 * (818)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,765$$

***k<sub>b</sub>, factor de forma y tamaño***

Conocido el diámetro menor del tornillo *d<sub>r</sub>* [0,03175 m], Tabla 20 procedemos a determinar el valor de *k<sub>b</sub>* en la siguiente tabla.



Tabla 25. Factor de tamaño y forma  
**Rotating shaft.** For bending or torsion,

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

Aplicando la relación que muestra la tabla y reemplazando los valores tenemos lo siguiente

, *factor de confiabilidad*

Para determinar el factor asumiremos una confiabilidad del 99% y nos ayudaremos de la siguiente tabla.

Tabla 26. Factor de confiabilidad

Reliability, %	Transformation Variate $z_a$	Reliability Factor $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: SHIGLEY, Joseph. Mechanical Engineering Desing. pág. 337

De la tabla se determina que

, *factor de temperatura*

Para determinar el factor nos ayudaremos de la siguiente tabla y asumiendo que el

tornillo trabajara a una temperatura menor a 450 °C, entonces tenemos que el valor de  $k_d = 1$

Tabla 27. Factor de temperatura

Temperatura	$C_{\text{Temperatura}}$
$T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$	1.0
$450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$	$1 - 0.0058 (T - 450 \text{ }^\circ\text{C})$

Fuente: ÁLVAREZ, Cadavid Diseño de máquinas, pág. 99

***$k_e$ , factor de concentración de esfuerzos***

Se considera igual a 1, debido a que no existen cambios en la sección del tornillo en toda su longitud.

Ahora reemplazamos los valores en la ecuación (48) de Marín y calculando tenemos:

$$S_e = 0,765 \times 0,856 \times 0,814 \times 1 \times 1 \times 409 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 218 \text{ [MPa]}$$

Entonces reemplazando los valores anteriormente calculados en la ecuación (47) tenemos.

$$\frac{1}{N} = \frac{78,8 \text{ [MPa]}}{218 \text{ [MPa]}} + \frac{78,8 \text{ [MPa]}}{818 \text{ [MPa]}}$$

$$\frac{1}{N} = 0,4578$$

$$N = 2,18$$

El coeficiente hallado de  $N=2,18$  es aceptable.

Para verificar el cálculo realizado aplicaremos la siguiente ecuación sin tener en cuenta

el efecto de concentración de esfuerzos.

$$S_{maxe} = \sqrt{S_{XX}^2 + S_{ZZ}^2 - S_{XX}S_{ZZ} + 3S_{SYZ}^2} \quad (52)$$

Dónde:

$S_{maxe}$ : Esfuerzo máximo de Von Mises [Mpa]

Reemplazando los valores en la ecuación (52) y calculando tenemos:

$$S_{maxe} = \sqrt{(10,84)^2 + (-18)^2 - (10,84)(-18) + 3(19)^2}$$

$$S_{maxe} = 41,47 \text{ [Mpa]}$$

Entonces como:

$$S_{maxe} < \frac{S_y}{N};$$

$$41,47 \text{ [Mpa]} < \frac{225 \text{ [Mpa]}}{2,18}$$

$$41,47 \text{ [Mpa]} < 103,2 \text{ [Mpa]}$$

El punto crítico de análisis tiene un factor de seguridad mayor para la fluencia y está dada por  $N = \frac{S_y}{S_{maxe}}$ , entonces tenemos que  $N = \frac{225 \text{ [MPa]}}{41,47} = 5,43$  el cual es un valor aceptable.

**Eficiencia.** La eficiencia del tornillo está dada por la siguiente ecuación:

$$e = \frac{Fl}{2\pi T_m} \times 100\% \quad (53)$$

Dónde:

$e$ : Eficiencia del tornillo[%].

$T_m$ : Par de torsión máximo [119.4 N.m].

F: Fuerza axial en el tornillo 15.730 [N].

l: Avance del tornillo [0,00635 m]

Reemplazando los valores en la ecuación (53) tenemos:

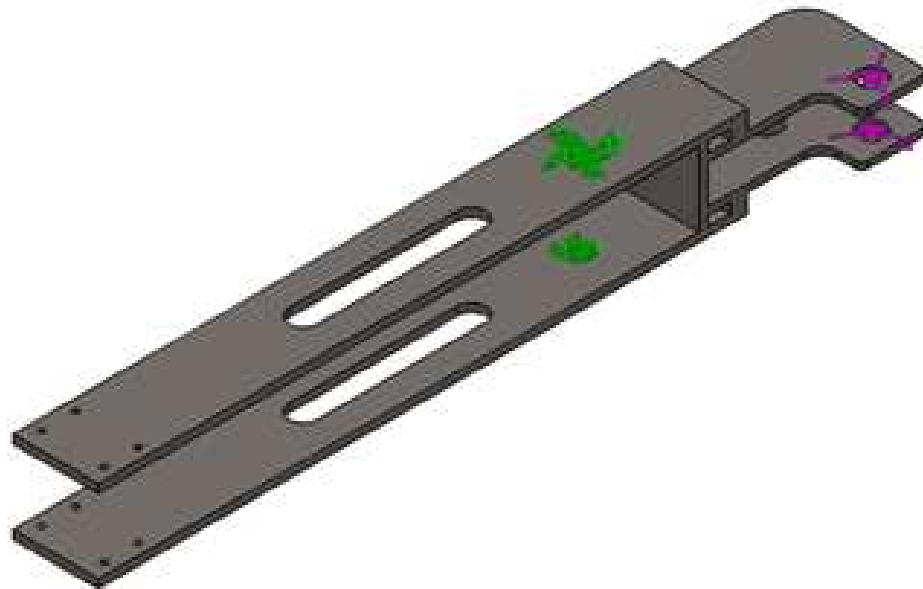
$$e = \frac{(15.730 \text{ N})(0,00635 \text{ m})}{2\pi(119,4 \text{ N.m})} \times 100\%$$

$$e = 13,31 \%$$

Esta eficiencia de 13,31% es bastante baja, para mejorarla puede reducirse el coeficiente de fricción del tornillo y del cojinete mediante una adecuada lubricación, Además se podría reemplazar el cojinete deslizante por un rodamiento axial de bolas o rodillos, el cual absorbe solo una pequeña cantidad de energía.

**4.5.2** *Diseño del brazo.* En este diseño aplicaremos una fuerza de 15.918,44 N, para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 79)

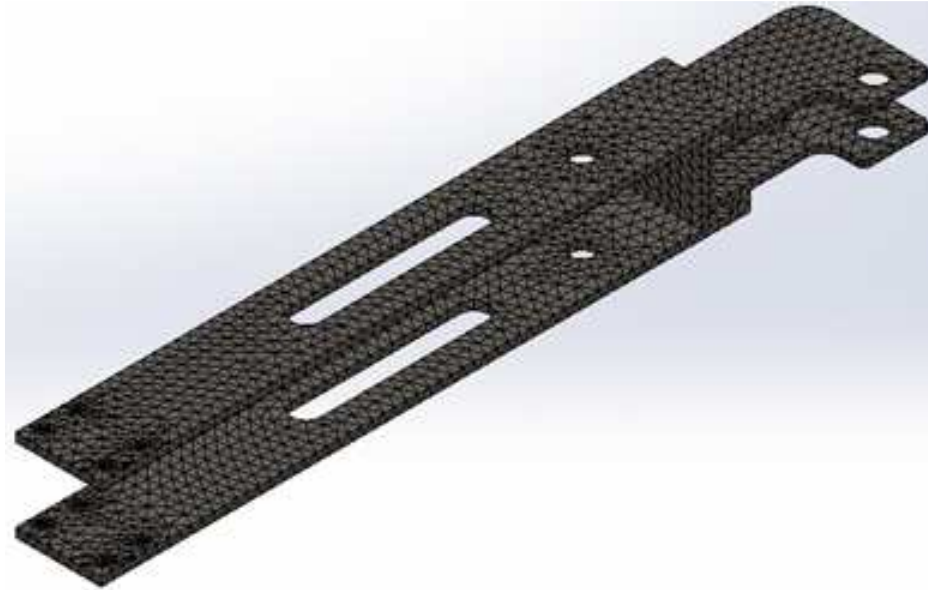
Figura 79. Fuerzas aplicadas al brazo



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 80)

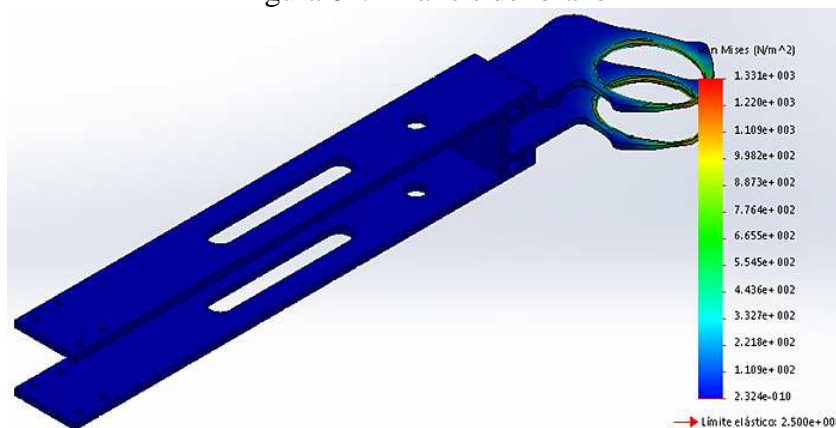
Figura 80. Mallado del brazo



Fuente: Autores

Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valormáximo según el criterio de Von Mises de 1.330,92 N/m<sup>2</sup>.(Ver Figura 81)

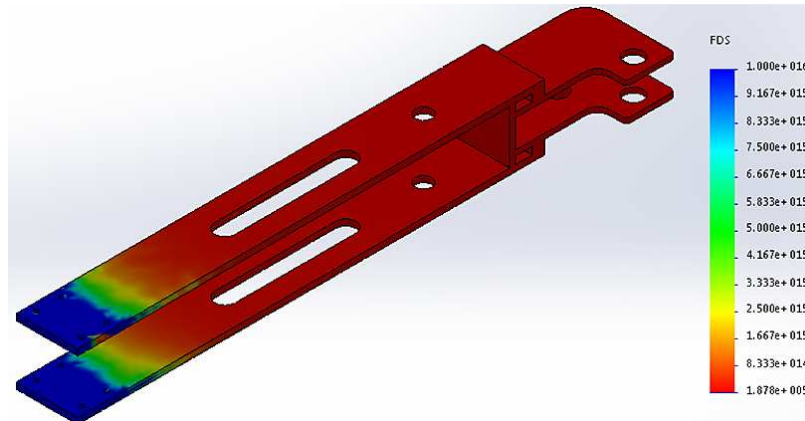
Figura 81. Análisis del brazo



Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de  $1,8 \times 10^5$ , el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 82)

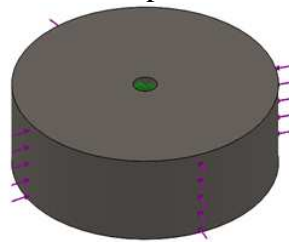
Figura 82. Tornillo que aprieta el rodillo



Fuente: Autores

**4.5.3** *Diseño de rodillo.* En este diseño aplicaremos una fuerza de 15.730 N, para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 83)

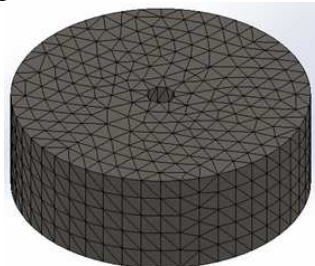
Figura 83. Fuerzas aplicadas en el rodillo



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 84)

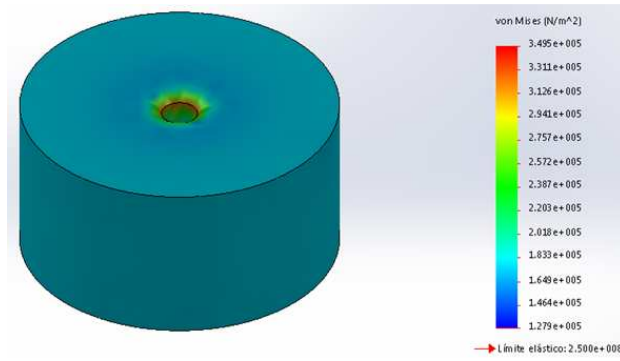
Figura 84. Mallado del rodillo



Fuente: Autores

Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valor máximo según el criterio de Von Mises de 349.533 N/m<sup>2</sup>. (Ver Figura. 85)

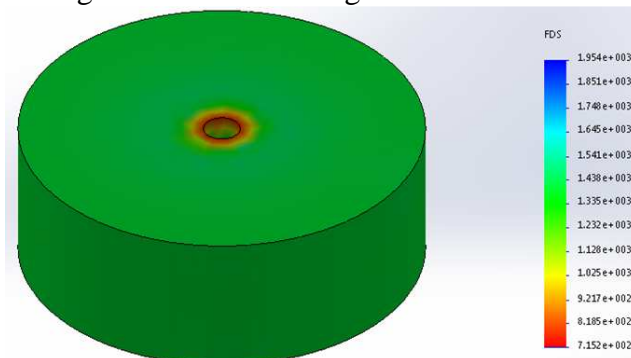
Figura 85. Análisis del rodillo



Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de  $7.1 e^2$ , el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 86)

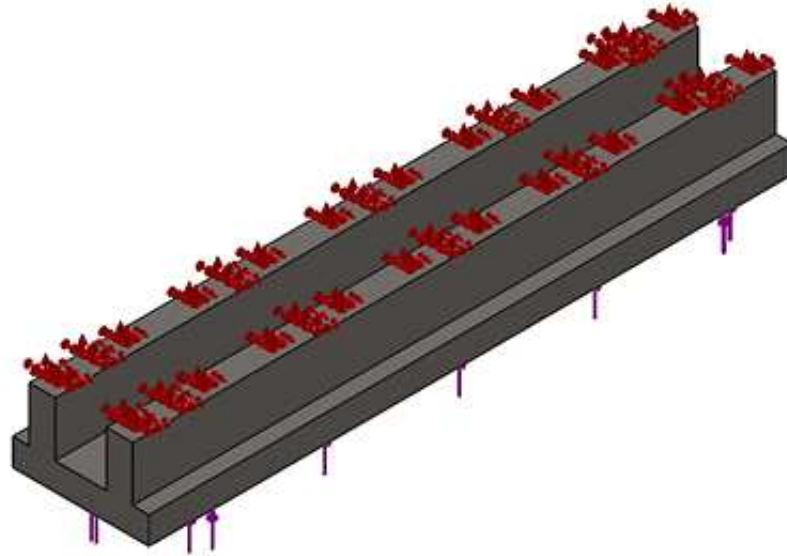
Figura 86. Factor de seguridad del rodillo



Fuente: Autores

**4.5.4** *Diseño de la media caña.* En este diseño aplicaremos una fuerza de 15.730 N, para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 87)

Figura 87. Fuerzas aplicadas a la media caña



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 88)

Figura 88. Mallado del rodillo

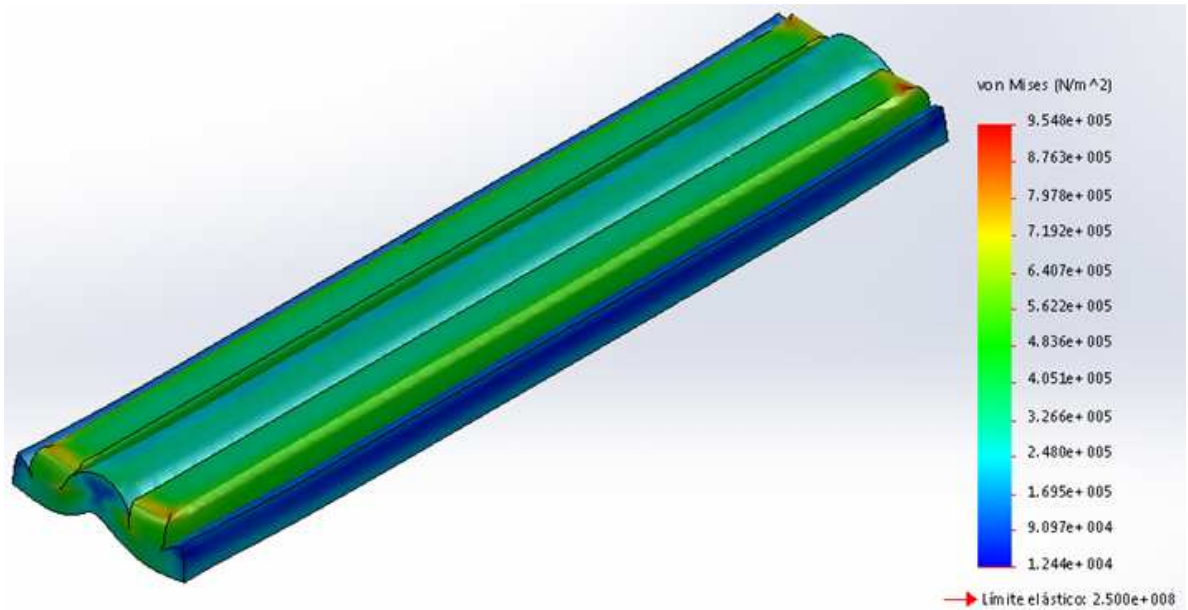


Fuente: Autores

Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valor máximo según el criterio de Von Mises de  $954.838 \text{ N/m}^2$ . (Ver Figura 89)

Figura 89. Análisis del rodillo

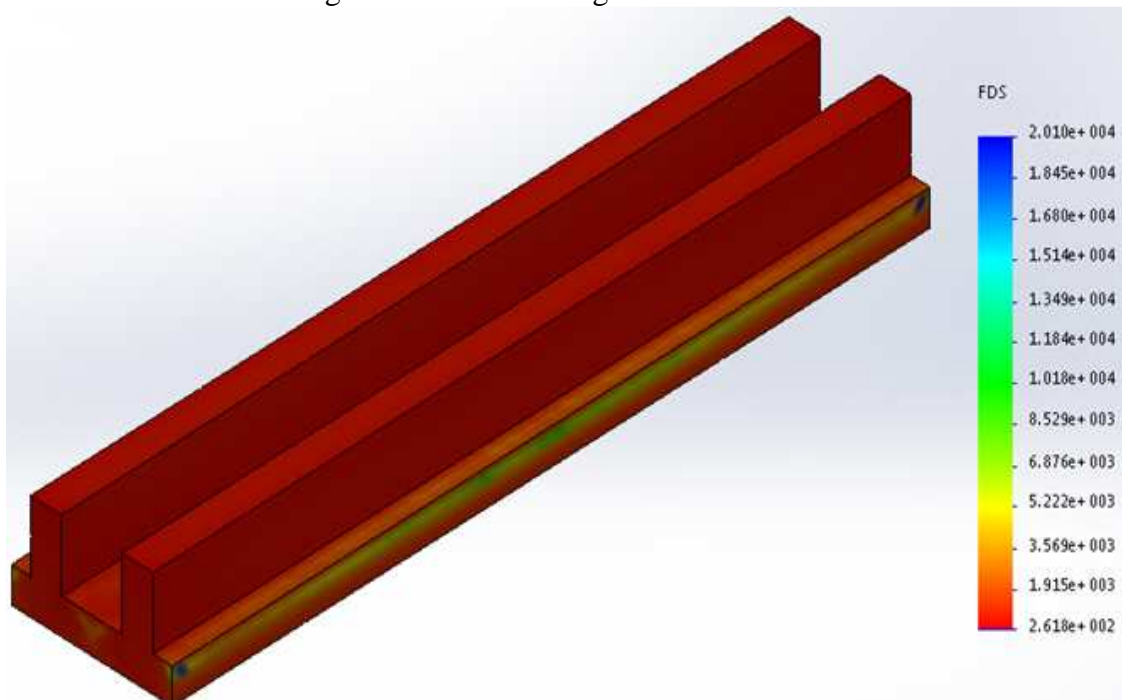




Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de  $2,6e^2$ , el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 90)

Figura 90. Factor de seguridad del rodillo

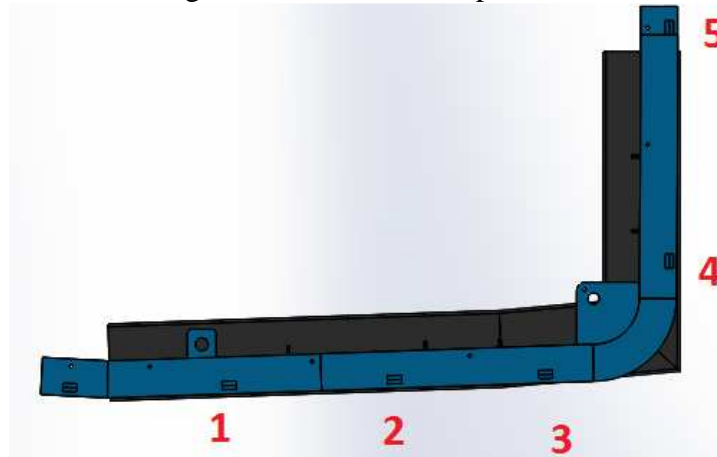


Fuente: Autores

#### 4.6 Diseño de las prensas

Para el diseño de las prensas consideramos a la que soportará el mayor esfuerzo en este caso es la número 4.

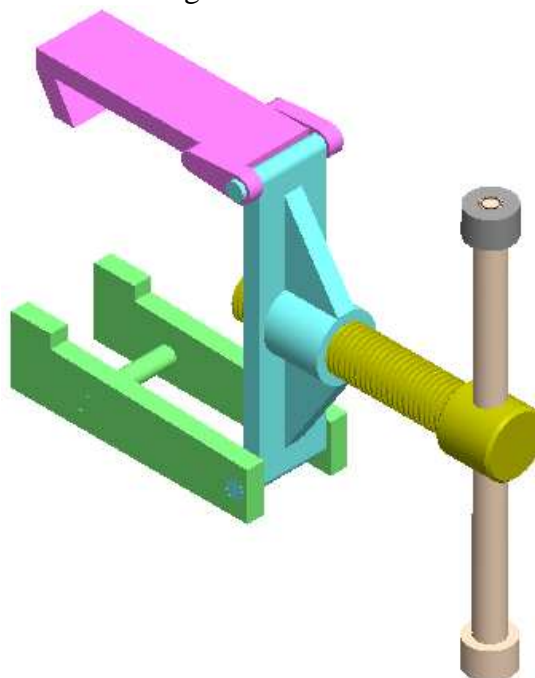
Figura 91. Ubicación de prensas



Fuente: Autores

**4.6.1** *Dimensionamiento de la prensa.* En base a la fuerza calculada procedemos dimensionando las prensas, su configuración está de acuerdo a la necesidad en este caso sus bases son fijas y las otras partes son abatibles mediante mecanismos de eje y bocín.

Figura 92. Prensa



Fuente: Autores

**4.6.2** *Diseño del tornillo de la prensa.* A Continuación procedemos con el diseño del tornillo que aprieta el tubo.

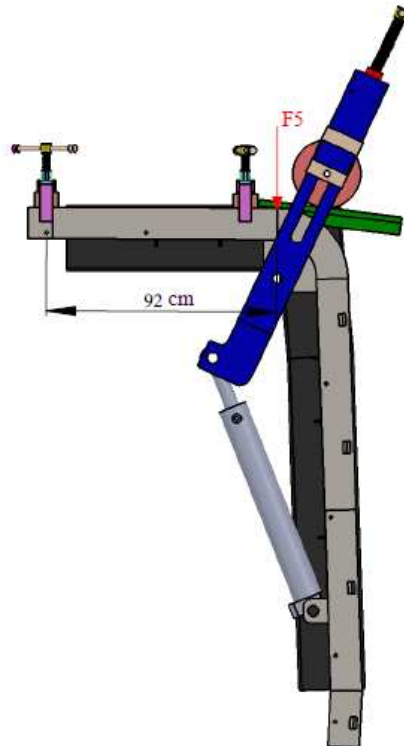
Figura 93. Tornillo de la prensa



Fuente: Autores

Procedemos calculando la fuerza que actúa sobre el tornillo, para ello nos ayudaremos del diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que interviene en este proceso en la prensa número 5.

Figura 94. Fuerza que actúa en la prensa número 5



Fuente: Autores

Primeramente procedemos a calcular la fuerza  $F_{5P}$  la cual precarga al tubo a partir de la siguiente ecuación.

$$M_{f5} = F_{5P} \times d \quad (54)$$

Dónde:

$M_{f5}$ : Momento flector en la prensa 5 [N.m]

$F_{5P}$ : Fuerza que produce flexión al tubo [N]

$d$ : Distancia entre la fuerza y la prensa número 5 [0,92 m]

Reemplazando  $d$  en la ecuación (54) tenemos lo siguiente:

$$M_{f5} = 0,92 F_{5P} \quad (55)$$

Ahora reemplazamos la ecuación (55) en la ecuación (54).

$$0,92 F_{5P} = \frac{\sigma_f \times I}{c}$$

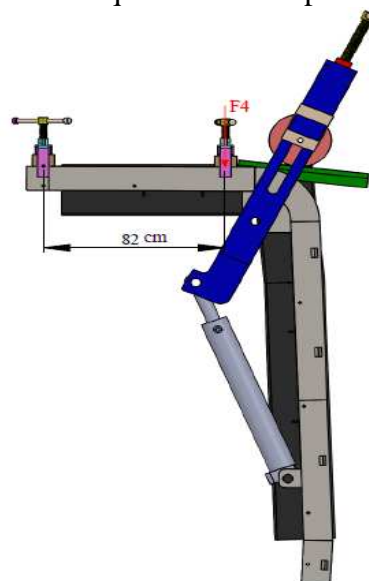
$$F_{5P} = \frac{\sigma_f \times I}{0,92c}$$

$$F_{5P} = \frac{295 \times 10^6 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \times 1,413 \times 10^{-7} [m^4]}{0,92(0,025 [m])}$$

$$F_{5P} = 1.812,33 \text{ N}$$

Ahora calculando la fuerza  $F_4$  la cual deformará al tubo partimos de la siguiente ecuación.

Figura 95. Fuerza que actúa en la prensa número 4



Fuente: Autores

$$M_{f5} = F_4 \times d_1 \quad (56)$$

Dónde:

$M_{f5}$ : Momento flector en la prensa 5 [ $N \cdot m$ ]

$F_4$ : Fuerza que se aplica en la prensa 4 [ $N$ ]

$d$ : Distancia entre la fuerza y la prensa número 5 [0,82 m]

Reemplazando  $d_1$  en la ecuación (56) tenemos lo siguiente:

$$M_{f5} = 0,82 F_5 \quad (57)$$

Ahora reemplazamos la ecuación (57) en la ecuación (9).

$$0,82 F_5 = \frac{3\sigma_f \times I}{2c}$$

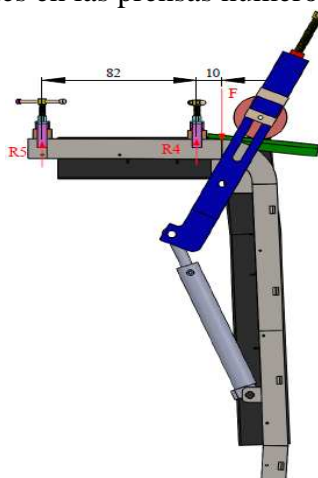
$$F_5 = \frac{3\sigma_f \times I}{1,64 c}$$

$$F_5 = \frac{3 \times 295 \times 10^6 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \times 1,413 \times 10^{-7} [m^4]}{1,64 (0,025 [m])}$$

$$F_5 = 3.050 N$$

Ahora procedemos a calcular las reacciones en las prensas número 4 y número 5 en base a la fuerza aplicada  $F = 15.730 [N]$  a partir del siguiente diagrama de cuerpo libre.

Figura 96. Reacciones en las prensas número 4 y prensa número 5



Fuente: Autores

Partimos de la sumatoria de momentos en el punto 4 mediante la siguiente ecuación:

$$Mf_4 = 15.730 [N] \times 0,1[m] - R_5 \times 0,82 [m] = 0 \quad (58)$$

Calculando  $R_5$  tenemos:

$$R_5 = \frac{15.730 [N] \times 0,1[m]}{0,82 [m]}$$

$$R_5 = 1.918,3 [N]$$

Ahora calculando la reacción  $R_4$  partiendo de la siguiente ecuación tenemos:

$$F - R_4 - R_5 = 0 \quad (59)$$

Despejando  $R_5$  y calculando tenemos:

$$R_5 = F - R_4$$

$$R_5 = 15.730 [N] - 1.918,3 [N]$$

$$R_5 = 13.811,7 [N]$$

Con el valor calculado procedemos a diseñar el tornillo de potencia de la prensa procediendo de la siguiente forma.

Entonces de la tabla 18 determinamos que el valor de  $\emptyset = 2,5$  ya que la tuerca es de una sola pieza.

A continuación procedemos a determinar el valor de  $S_{d-ap} = 12$  Mpa con los valores propuestos por Dobrovoslki en la Tabla. 19

Reemplazamos los valores en la ecuación (22) tenemos lo siguiente:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2(13.811,7)[N]}{\pi(2,5)(12 \times 10^6)[N/m^2]}}$$

$$d_m = 0,0171 \text{ m} = 0,67 \text{ in}$$

Con este valor obtenido procedemos a determinar los demás valores en la Tabla. 20 teniendo en cuenta que el eje debe tener suficiente resistencia a la fatiga.

Entonces la rosca Acme estándar seleccionada tiene los siguientes valores:

$$d_m = 1,025 \text{ in} = 0,026035$$

$$d = 1,125 \text{ in} = 0,028575$$

$$d_r = 0,925 \text{ in} = 0,023495$$

$$p = 0,2 \text{ in} = 0,00508$$

$$A_t = 0,747 \text{ in}^2 = 0,000482 \text{ m}^2$$

Con estas dimensiones se garantiza una adecuada resistencia al desgaste y al aplastamiento, la longitud de la tuerca está dada por la ecuación (23).

$$L_T = 2,5 (1,025 \text{ in}) = 2,5625 \text{ in} = 6,5 \text{ cm}$$

**Verificación de la resistencia del núcleo.** El núcleo del tornillo está sometido a una combinación de compresión y torsión, el esfuerzo normal en los puntos críticos es la relación entre la fuerza y el área del tornillo, entonces para calcular el esfuerzo cortante en los puntos críticos es necesario calcular el par de torsión máximo a partir de la ecuación (24).

Para ello procedemos a calcular el  $T_s$  mediante la ecuación (25).

Ahora determinamos el coeficiente de fricción de 0,15 para cojinetes planos lubricados para lo cual tomamos la recomendación de NORTON, Robert L. El cual manifiesta que este valor puede estar  $0,1 \leq \mu_c \leq 0,2$ .

A continuación determinamos  $\alpha_F=0$  para roscas cuadradas por su mayor eficiencia, según recomendación de NORTON, Robert L.

También tenemos que  $l = p = 0,00508 \text{ m}$

Procedemos a reemplazar los valores determinados en la ecuación (25) y tenemos lo

siguiente.

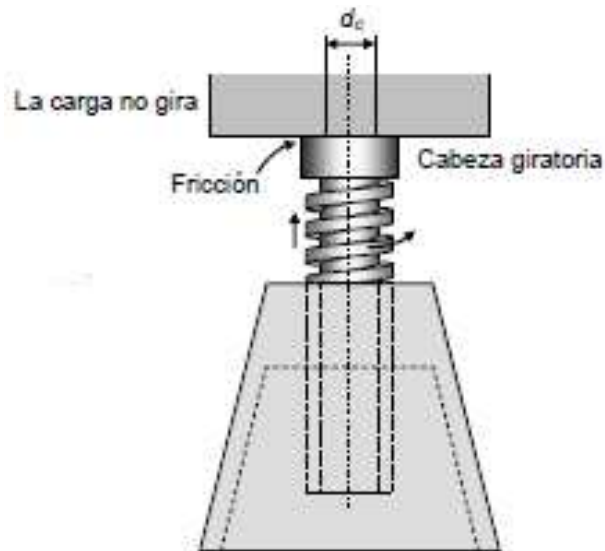
$$T_s = (13.811,7) [N] \frac{0,02605 [m]}{2} \frac{0,00508 m + \frac{0,15 \pi 0,02605 [m]}{\cos 0^\circ (13.811,7) [N]}}{\pi 0,02605 [m] - \frac{0,15 (0,00508 m)}{\cos 0^\circ (13.811,7) [N]}}$$

$$T_s = 38,5 [N \cdot m]$$

Ahora procedemos a calcular el  $T_c$  mediante la ecuación (26).

Ahora procedemos a determinar el valor de  $d_c$  a partir de la ecuación (27).

Figura 97. Cojinetes de empuje para una prensa de tornillo



Fuente: DOBROVOSLKI, Elementos de Máquinas

$$\text{Entonces } d_c = d_r/2 = 0,01798 \text{ m} / 2 = 0,00899$$

Reemplazando el valor en la ecuación (26) y calculando tenemos:

$$T_c = 13.811,7 [N] \frac{(0,15) (0,039075 \text{ m})}{2}$$

$$T_c = 40,47 [N \cdot m]$$

Luego calculamos el valor de  $T_m$  reemplazando los valores de  $T_s$  y  $T_c$  en la ecuación



(24) y tenemos lo siguiente.

$$T_m = 38,5 \text{ [N. m]} + 40,47 \text{ [N. m]}$$

$$T_m = 78,97 \text{ [N. m]}$$

Procedemos entonces ya a calcular el esfuerzo de compresión utilizando la ecuación (28).

$$S_t = \frac{13.811,7 \text{ [N]}}{0,000482 \text{ m}^2}$$

$S_t = -28,6 \text{ [Mpa]}$  , El signo negativo indica que el esfuerzo es a compresión.

También de la misma forma calculamos el esfuerzo cortante utilizando la ecuación (29).

$$S_T = \frac{16 (78,97 \text{ N. m})}{\pi(0,023495 \text{ m})^3}$$

$$S_T = 31 \text{ [Mpa]}$$

Entonces procedemos a determinar el factor de seguridad que está dado por la ecuación (30).

$$\frac{1}{N^2} = \left( \frac{-28,6 \text{ [Mpa]}}{225 \text{ [Mpa]}} \right)^2 + \left( \frac{31 \text{ [Mpa]}}{129,825 \text{ [Mpa]}} \right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,07317$$

$$N = 3,7$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=3,7$  es aceptable.

### *Verificación de la resistencia a cortante de los filetes*

Por recomendación de NORTON, Robert L. El cual manifiesta que si  $L_T = 65\text{mm} > 0,5 d = 0,5 (28,6\text{ mm Tabla 20}) = 14,3\text{mm}$ , y como  $65\text{mm} > 14,3\text{mm}$  no es necesario realizar la verificación de la resistencia al barrido de los filetes del tornillo.

Entonces se realizara la verificación de la resistencia al cortante de la tuerca a partir de la ecuación (31).

Determinaos que el valor de  $W_o = 0,5$  para rosca cuadrada de la Tabla. 21

Ahora determinamos el número de filetes  $n_f$  a partir de la ecuación (32).

$$n_f = \frac{0,065\text{ m}}{0,00508\text{ m}}$$

$$n_f = 12,8\text{ filetes}$$

Con los valores ya conocidos procedemos a calcular  $S_s$ , esfuerzo máximo cortante reemplazando los valores en la ecuación (31).

$$S_s = \frac{3 (13.811,7\text{ N})}{2\pi (0,028\text{ m})(0,5)(0,00508\text{ m})(12,8)}$$

$$S_s = 7,24\text{ [Mpa]}$$

El factor de seguridad de la tuerca, con relación a la falla por cortante se obtiene a partir de la ecuación (33).

Reemplazando los valores en la ecuación (33) tenemos:

$$N = \frac{129,825\text{ [Mpa]}}{7,24\text{ [Mpa]}}$$

$$N = 17,9$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=17,9$  es aceptable.

### ***Verificación de la resistencia a flexión de los filetes***

#### ***Para el tornillo***

El esfuerzo por flexión en los filetes del tornillo está dado por la ecuación (34).

Calculando la altura de trabajo del filete nos ayudamos de la tabla 22 y determinamos que  $h = p/2 = 0,00508 \text{ m} / 2 = 0,00254 \text{ m}$ .

También determinamos  $W_i$ : Coeficientes para roscas estándar [0,5] de la Tabla. 21

Reemplazando los valores en la ecuación (34) y calculando el esfuerzo por flexión en los filetes del tornillo tenemos:

$$S_{flex} = \frac{3 (13.811,7 \text{ N})(0,00254\text{m})}{\pi(0,023495 \text{ m})( 12,8 \text{ filetes}) (0,5 \times 0,00508 \text{ m})^2}$$

$$S_{flex} = 17,27 \text{ [Mpa]}$$

Ahora calculamos el factor de seguridad a partir de la ecuación (35).

$$N = \frac{225 \text{ [Mpa]}}{17,27 \text{ [Mpa]}}$$

$$N = 13$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad  $N=13$  es aceptable.

#### ***Para la tuerca***

El esfuerzo por flexión en los filetes de la tuerca está dado por la ecuación (36)

$$S_{flex} = \frac{3 (13.811,7 N)(0,00254m)}{\pi(0,028 m)( 12,8 filetes) (0,5 x 0,00508 m)^2}$$

$$S_{flex} = 14,49 [Mpa]$$

Ahora calculamos el factor de seguridad a partir de la ecuación (37).

$$N = \frac{225 [Mpa]}{14,49 [ Mpa]}$$

$$N = 15,53$$

Entonces podemos decir que el factor de seguridad N=15,52 es aceptable.

### ***Verificación de la resistencia a fatiga***

***Análisis en el punto A (más crítico).*** Con los valores de los esfuerzos anteriormente calculados procedemos a realizar el análisis en el punto crítico A del tornillo, partiendo de la ecuación (38).

$$S_{xx} = S_{flex} = 17,27 Mpa , S_{yy} = 0 , S_{zz} = -\frac{F}{A_t} = S_t = -28,6 Mpa$$

$$S_{sYZ} = S_{sT} = S_T = 31Mpa , S_{sXY} = 0 , S_{sZX} = 0$$

Estos valores corresponden a los esfuerzos nominales máximos, Tomando  $F_{min} = 0$  y  $T_{min} = 0$ , entonces tomando a consideración las ecuaciones (39) y (40) y calculando los esfuerzos medios y alternativos, los cuales serán la mitad de los valores máximos de la ecuación (38) tenemos.

$$S_{XXm} = S_{XXa} = 8,635 Mpa , S_{YYm} = S_{YYa} = 0 , S_{ZZm} = S_{ZZa} = -14,3Mpa$$

$$S_{sYZm} = S_{sYZa} = 15,5 Mpa , S_{sXYm} = S_{sXYa} = S_{sZXm} = S_{sZXa} = 0$$

De la Tabla. 23 se determina el factor de concentración de esfuerzos por fatiga y se toma como  $K_f = 3,8$ , la rosca es tallada, dureza mayor de 200HB (Acero AISI 4340) y el valor es para rosca cuadrada.

Este valor es válido para carga axial y flexión pero se asume también para torsión, entonces asumiendo que  $K_f = K_{fm}$  y la referencia de la ecuación (42) procedemos calculando los esfuerzos equivalentes a partir de la ecuación (43) y (44).

$$\sigma_{XXm} = 3,8 \times 8,635 \text{ Mpa} = 32,82 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ZZm} = 3,8 \times -14,3 \text{ MPa} = -54,34 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{YZm} = 3,8 \times 15,5 \text{ Mpa} = 58,9 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{XXa} = 3,8 \times 8,635 \text{ Mpa} = 32,82 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{ZZa} = 3,8 \times -14,3 \text{ MPa} = -54,34 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{YZa} = 3,8 \times 15,5 \text{ Mpa} = 58,9 \text{ Mpa}$$

Como  $\sigma_{YY} = \sigma_{XY} = \sigma_{ZX} = 0$ , Entonces ahora se calculan los esfuerzos equivalentes resultantes a partir de las ecuaciones (45) y (46).

Reemplazando los valores en las ecuaciones (45) y (46) y calculando tenemos:

$$\sigma_{me} = \sqrt{(32,82)^2 + (-54,34)^2 - (32,82)(-54,34) + 3(58,9)^2} = 127 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_{ma} = \sqrt{(32,82)^2 + (-54,34)^2 - (32,82)(-54,34) + 3(58,9)^2} = 127 \text{ [Mpa]}$$

Ahora procedemos a calcular el factor de seguridad partiendo de la ecuación (47) Goodman modificada.

Para aplicar la ecuación (47) calculamos  $S_e$  a partir de la ecuación (48) en las mismas condiciones para los factores de mayoración de esfuerzos que en el tornillo de potencia que aprieta el rodillo y determinamos que  $S_e = 141 \text{ [MPa]}$ .

Ahora calculamos  $S_{ut} = 3,41 \times 240 [\text{MPa}] = 818 [\text{MPa}]$  a partir de la ecuación (50).

Entonces reemplazando los valores en la ecuación (47) y calculando tenemos:

$$\frac{1}{N} = \frac{127 [\text{MPa}]}{218 [\text{MPa}]} + \frac{127 [\text{MPa}]}{818 [\text{MPa}]}$$

$$\frac{1}{N} = 0,74$$

$$N = 1,35$$

El coeficiente hallado de  $N=1,35$  es aceptable.

Para verificar el cálculo realizado aplicaremos la ecuación (52) sin tener en cuenta el efecto de concentración de esfuerzos.

$$S_{maxe} = \sqrt{(17,27)^2 + (-28,6)^2 - (17,27)(-28,6) + 3(31)^2}$$

$$S_{maxe} = 67 [\text{Mpa}]$$

Entonces como:

$$S_{maxe} < \frac{S_y}{N};$$

$$67 [\text{Mpa}] < \frac{225 [\text{Mpa}]}{1,35}$$

$$67 [\text{Mpa}] < 166,6 [\text{Mpa}]$$

El punto crítico de análisis tiene un factor de seguridad mayor para la fluencia y está dada por  $N = \frac{S_y}{S_{maxe}}$ , entonces tenemos  $N = \frac{225 [\text{MPa}]}{67} = 3,36$  el cual es un valor aceptable.

**Eficiencia.** La eficiencia del tornillo está dada por la ecuación (53).

$$e = \frac{Fl}{2\pi T_m} \times 100\% \quad (53)$$

Dónde:

$e$ : Eficiencia del tornillo[%].

$T_m$ : Par de torsión máximo[78,97N.m].

$F$ : Fuerza axial en el tornillo 13.811,7 [N].

$l$ : Avance del tornillo [0,00508 m]

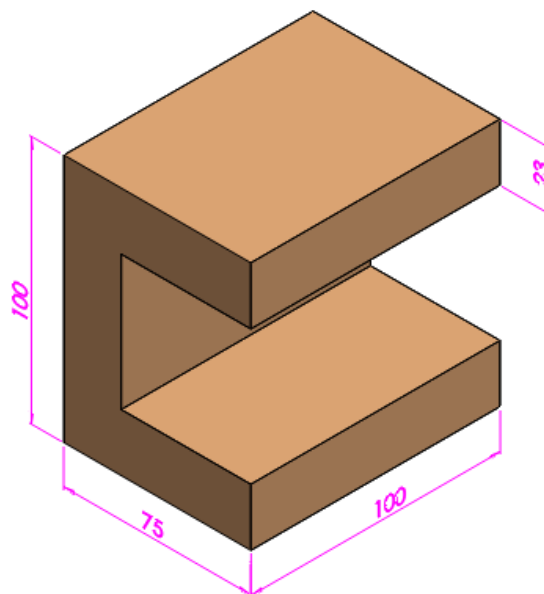
Reemplazando los valores en la ecuación (53) tenemos:

$$e = \frac{(13.811,7 N)(0,00508 m)}{2\pi(78,97 N.m)} \times 100\%$$

$$e = 14,1 \%$$

**4.6.3** *Diseño de la media caña de la prensa.* El diseño de la mediacaña es en relación al área donde se ejerce la fuerza del tornillo de la prensa y el tubo aprensar, recordando de no dañar las superficies. (Ver Figura. 98)

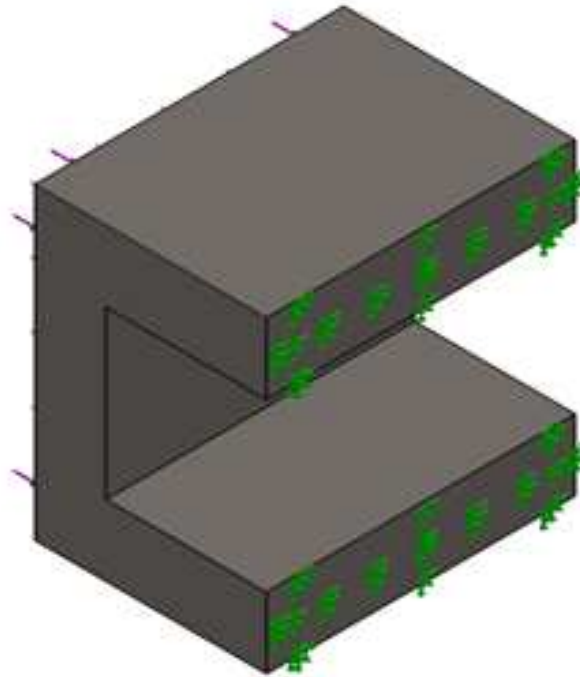
Figura 98. Dimensionamiento de la media caña de la prensa



Fuente: Autores

En este diseño aplicaremos una fuerza de 13.811,7 N para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 99)

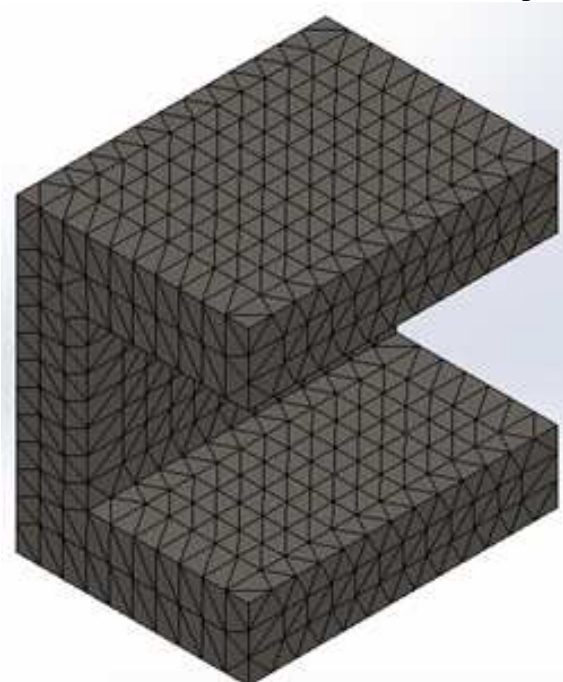
Figura 99. Fuerzas aplicadas a la media caña de la prensa



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 100)

Figura 100. Mallado de la media caña de la prensa

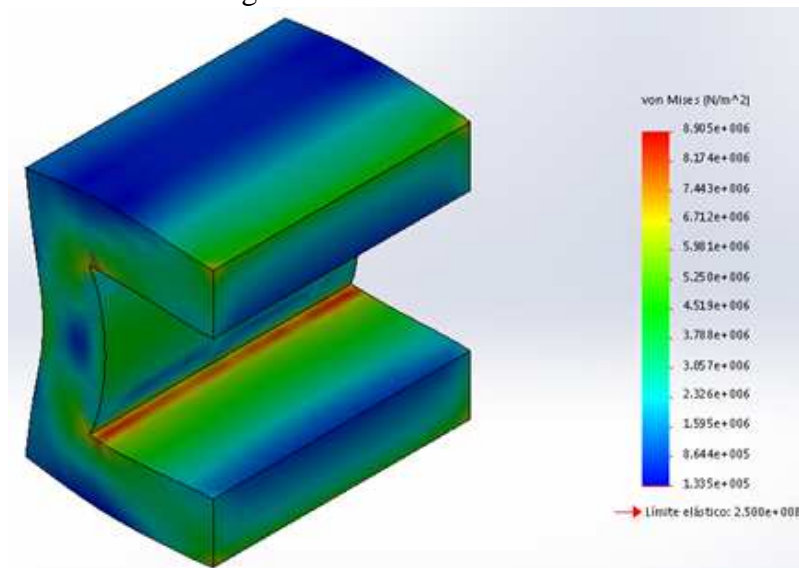


Fuente: Autores



Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valor máximo según el criterio de Von Mises de  $8900000\text{N/m}^2$ . (Ver Figura 101)

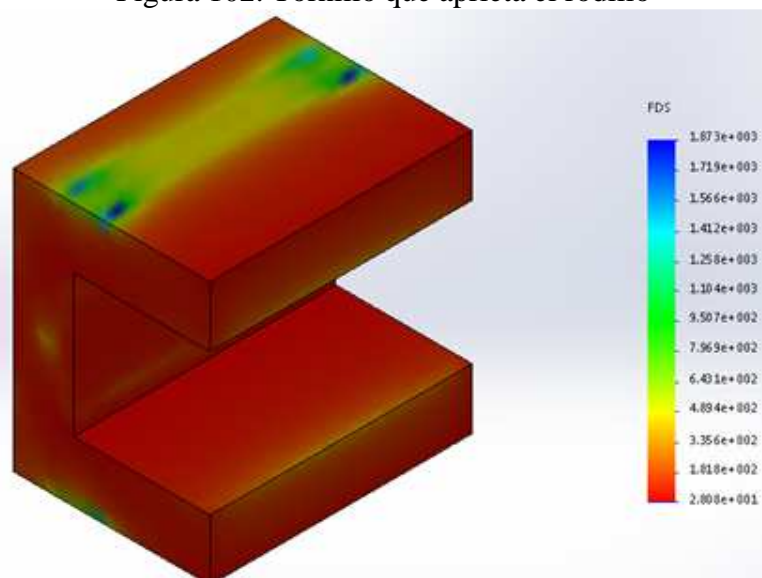
Figura 101. Análisis del brazo



Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de 2,8 el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 102)

Figura 102. Tornillo que aprieta el rodillo

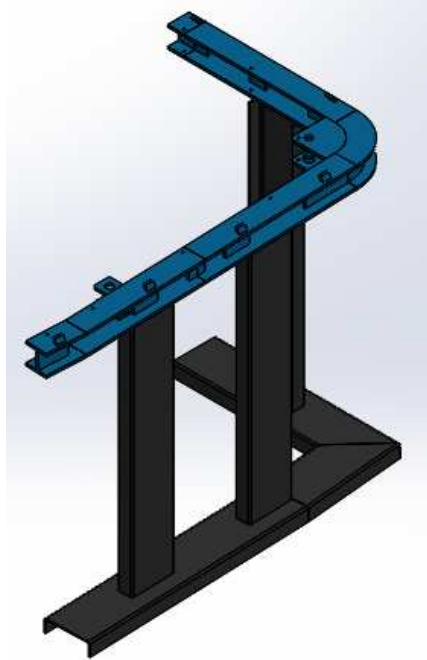


Fuente: Autores

## 4.7 Diseño del bastidor

Para el diseño del bastidor partimos de la representación gráfica. (Ver Figura. 103)

Figura 103. Bastidor

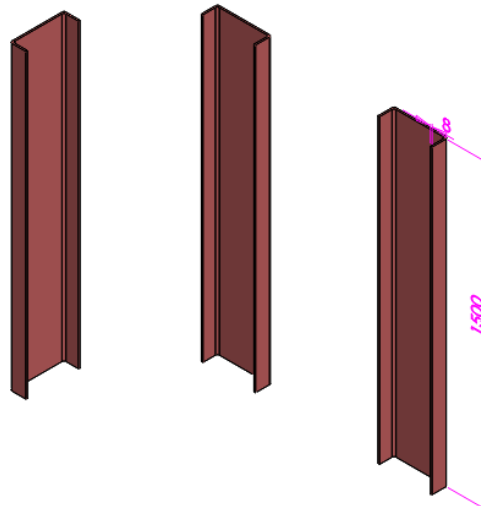


Fuente: Autores

Ahora para verificar mediante el software que hemos venido manejando dividimos el bastidor en 2 partes: los parantes y las bases.

**4.7.1** *Los parantes.* El diseño de los parantes del bastidor partimos dimensionándolo. (Ver Figura. 104)

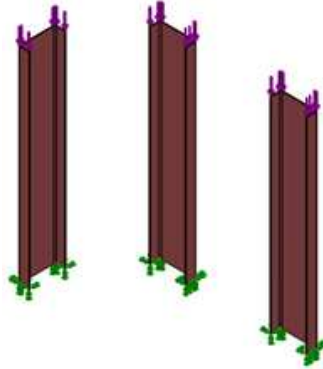
Figura 104. Dimensionamiento de los parantes del bastidor



Fuente: Autores

En este diseño aplicamos una fuerza de 549 N, para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 105)

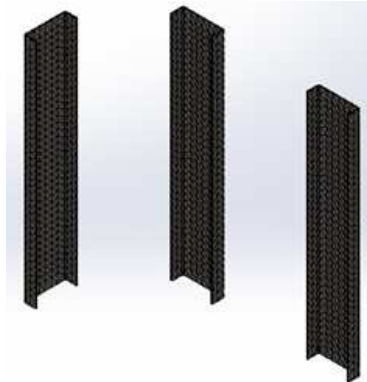
Figura 105. Fuerzas aplicadas en los parantes del bastidor



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 106)

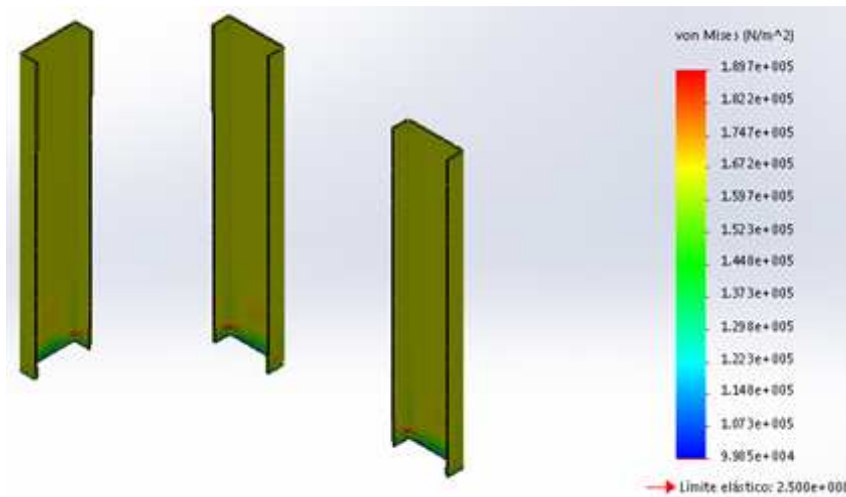
Figura 106. Mallado de los parantes del bastidor



Fuente: Autores

Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valor máximo según el criterio de Von Mises de  $189700\text{N/m}^2$ . (Ver Figura 107)

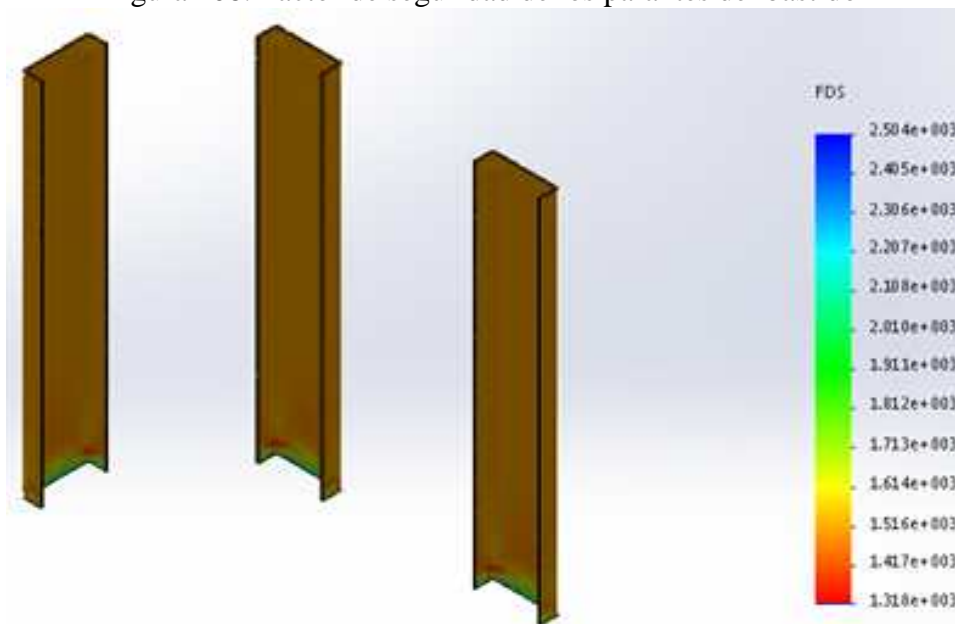
Figura 107. Análisis de los parantes del bastidor



Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de  $1,31 e^3$ , el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 108)

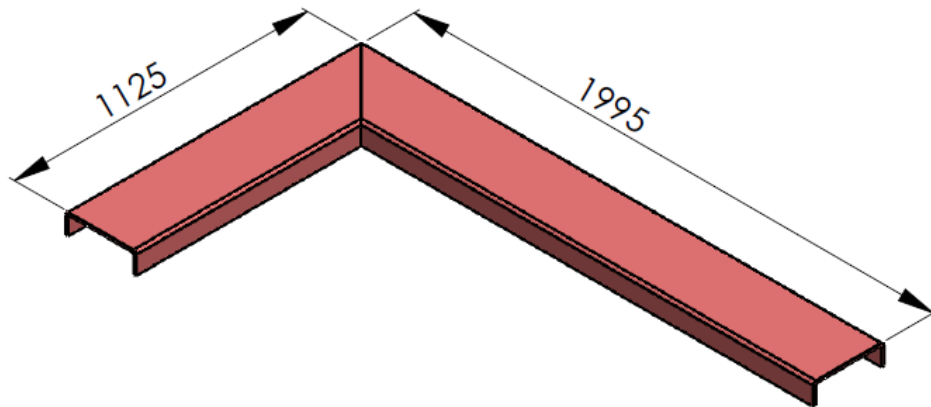
Figura 108. Factor de seguridad de los parantes del bastidor



Fuente: Autores

**4.7.2 Las bases.** El diseño de las bases del bastidor partimos dimensionándolo. (Ver Figura. 109)

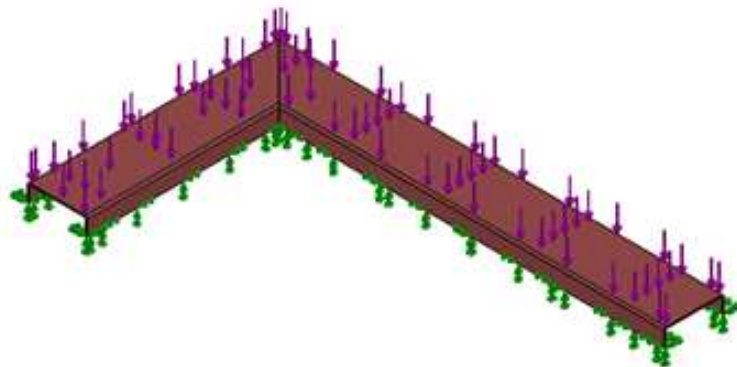
Figura 109. Dimensionamiento de las bases del bastidor



Fuente: Autores

En este diseño aplicamos una fuerza de 549 N, para lo cual procedemos a modelar el elemento en el software. (Ver Figura. 110)

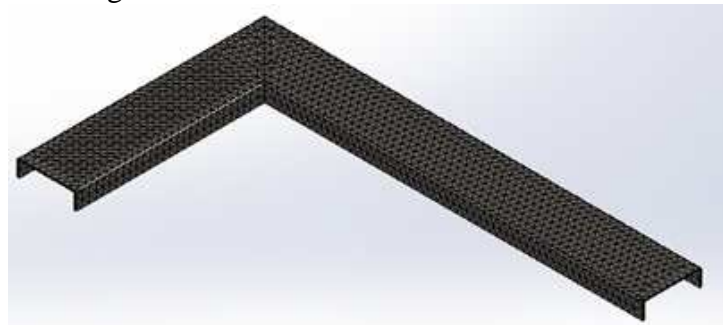
Figura 110. Fuerzas aplicadas a las bases del bastidor



Fuente: Autores

El análisis del elemento en el software inicia con un mallado. (Ver Figura. 111)

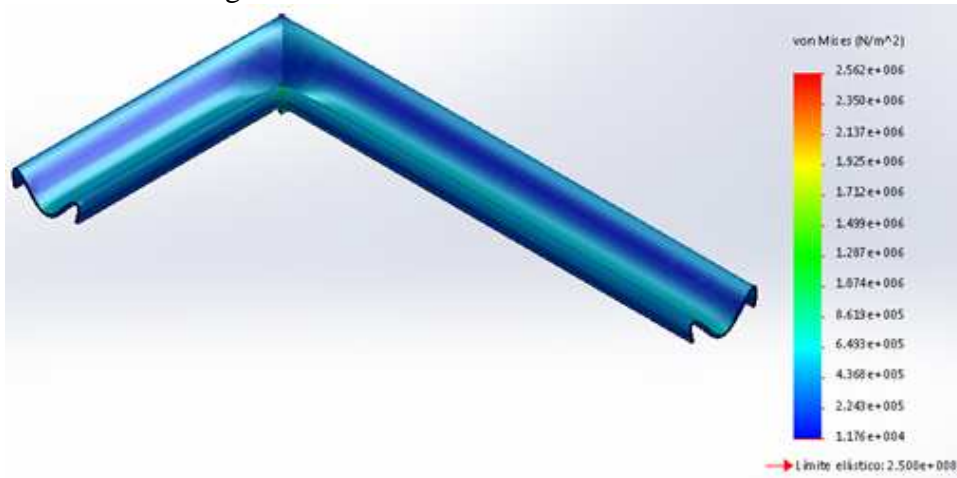
Figura 111. Mallado de las bases del bastidor



Fuente: Autores

Luego de esto el software realiza un análisis al elemento arrojando un valor máximo según el criterio de Von Mises de  $2562000\text{N/m}^2$ . (Ver Figura 112)

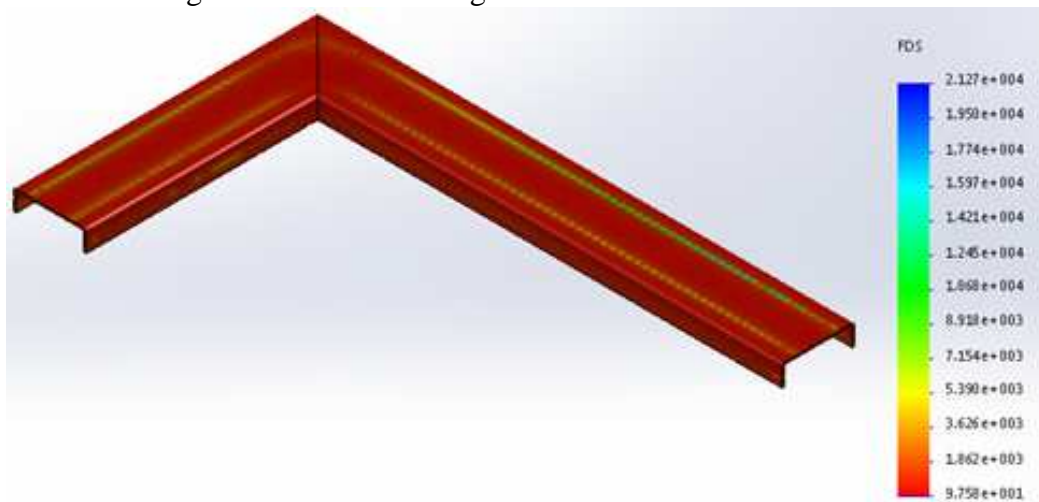
Figura 112. Análisis de las bases del bastidor



Fuente: Autores

También el software nos indica el coeficiente de seguridad de 9,75 el cual es el parámetro de mayor importancia dentro del diseño y en base a este valor nos ayudamos para decir que el elemento sometido al análisis de esfuerzos resiste perfectamente. (Ver Figura. 113)

Figura 113. Factor de seguridad de las bases del bastidor



Fuente: Autores

#### 4.8 Selección del motor eléctrico

La potencia en un sistema hidráulico está dada por la siguiente fórmula:

$$Pot = \frac{P \times Q}{1714} \quad (28)$$

Donde

Pot=potencia [HP]

Q = Caudal 0,913 [GPM] Calculada

P = Presión 1.839 [psi] Calculada

Reemplazando los datos en la ecuación (28) y estimando una eficiencia del sistema del 50% tenemos.

$$Pot [HP] = \frac{1.839 [psi] \times 0,913 [GPM]}{1.714 \times 0,5}$$

$$Pot [HP] = 1,96$$

Con la potencia eléctrica calculada se selecciona en la tabla un motor eléctrico trifásico de eficiencia estándar marca WEG de 3HP de potencia para precautelar que el sistema no tenga ningún tipo de inconvenientes.

Tabla 28. Motores trifásicos WEG

## MOTORES TRIFASICOS DE EFICIENCIA ESTANDAR



### CARACTERISTICAS TIPICAS

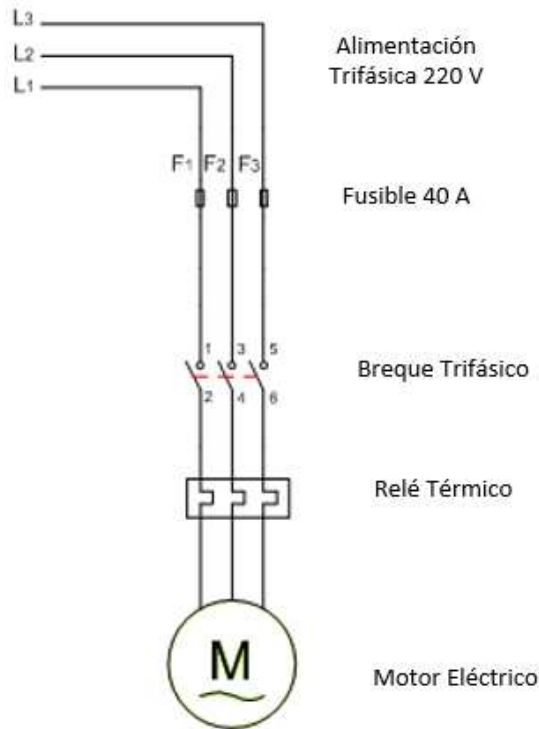
Potencia		Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento nominal Cn Nm	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmáx. Cn	Rendimiento η %			Factor de potencia Cos φ			Factor de servicio F.S.	Momento de inercia J kgm²	Tiempo máximo con rotor bloqueado en caliente/ frío (S)	Peso aprox. (kg)
HP	KW								% de la potencia nominal									
<b>1800 RPM - 60 Hz</b>																		
0,16	0,12	63	1720	0,89	4,50	0,67	3,2	3,4	45,0	52,0	57,0	0,46	0,55	0,62	1,15	0,00045	31/68	7
0,25	0,18	63	1710	1,14	4,50	1,01	2,8	3,0	53,0	60,0	64,0	0,47	0,57	0,65	1,15	0,00056	18/40	8
0,33	0,25	63	1710	1,44	4,50	1,40	2,9	2,9	59,0	64,0	67,0	0,48	0,59	0,68	1,15	0,00067	20/44	8
0,5	0,37	71	1720	2,07	5,00	2,06	2,7	3,0	56,0	64,0	68,0	0,48	0,59	0,69	1,15	0,00079	10/22	10
0,75	0,55	71	1705	2,90	5,50	3,08	3,0	3,2	62,0	69,0	71,0	0,49	0,60	0,70	1,15	0,00096	10/22	12
1	0,75	80	1720	3,02	7,20	4,17	2,5	2,9	72,0	77,5	79,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00294	8/18	15
1,5	1,1	80	1720	4,43	7,80	6,11	2,9	3,2	72,0	77,0	79,5	0,60	0,73	0,82	1,15	0,00328	5/11	17
2	1,5	90S	1720	6,12	6,40	8,33	2,5	3,0	77,0	81,0	82,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,00560	7/15	22
3	2,2	90L	1730	8,70	6,80	12,2	2,6	2,8	79,0	82,0	83,0	0,64	0,75	0,80	1,15	0,00672	6/13	23
4	3	100L	1725	11,9	7,80	16,6	2,5	2,8	80,0	81,0	83,0	0,61	0,73	0,80	1,15	0,00918	6/13	35
5	3,7	100L	1715	14,0	7,60	20,6	2,9	3,1	82,5	84,3	85,5	0,63	0,75	0,81	1,15	0,00995	7/15	35

Fuente. www.weg.net

**4.8.1 Circuito eléctrico del motor.** El circuito de potencia para el motor está compuesto por fusibles incorporados a las líneas (L1, L2, L3); el brequetrifásico y relé térmico de protección representados en la Figura.114

Figura 114. Circuito de potencia



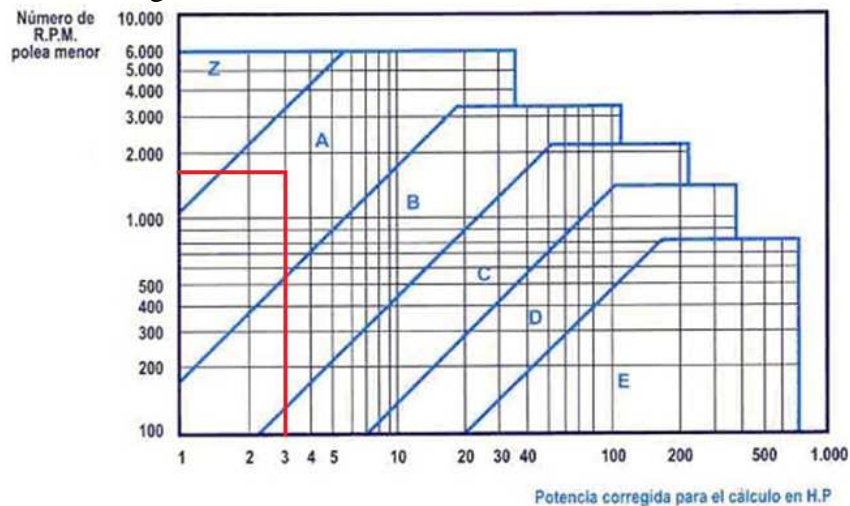


Fuente: Autores

#### 4.9 Sistema de transmisión

**4.9.1 Selección de la Banda.** La selección de la banda más adecuada se la hace en función de la potencia y la velocidad del motor eléctrico como se muestra continuación en la Figura. 115

Figura 115. Selección de la sección de la banda



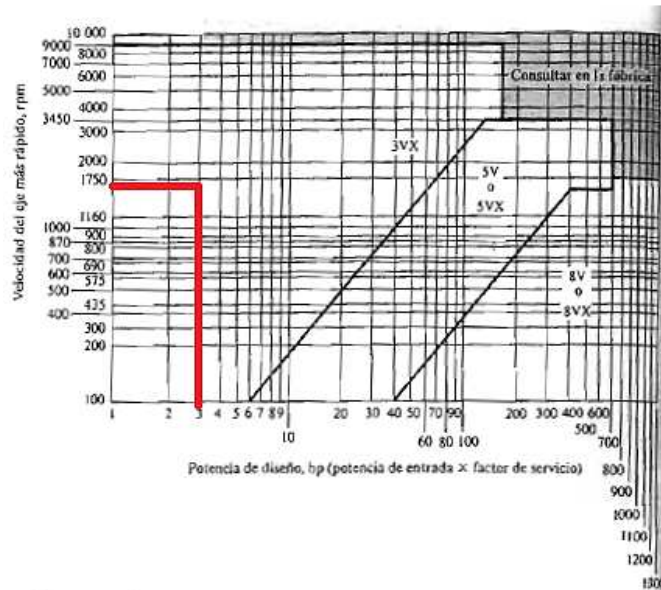
Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

De la Figura. 115 se determina que la sección de la banda es tipo A.



Otra alternativa de la selección de bandas en V.

Figura 116. Selección de Bandas en V industrial de sección angosta



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, pág. 274

**4.9.2 Cálculo y selección de las poleas.** Con la potencia del motor eléctrico y la sección de la correa seleccionamos el diámetro mínimo de la polea conductora recomendada. (Ver Tabla 29)

Tabla 29. Diámetro recomendado de polea conductora.

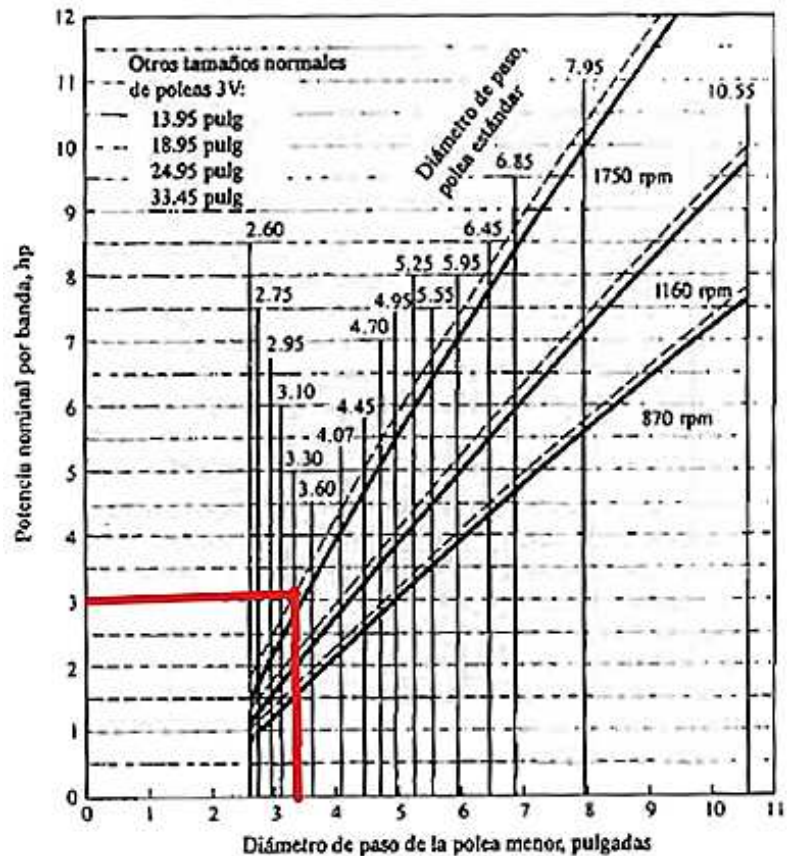
Belt Section	Width $a$ , in	Thickness $b$ , in	Minimum Sheave Diameter, in	hp Range, One or More Belts
A $\Rightarrow$	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ –10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1–25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15–100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50–250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 and up

Fuente: Shigley’s Mechanical Engineering, Pág. 879

La polea conductora según la tabla tiene un diámetro recomendado mínimo de 3 [in]

Otra alternativa de selección del diámetro mínimo de la polea menor o la polea conductora es la siguiente.

Tabla 30. Diámetro recomendado de polea conductora.



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas pág. 275

Como se puede ver el diámetro de la polea conductora es de 3 [in].

**4.9.2.1 Determinación del diámetro de la polea conducida.** Ahora para determinar el diámetro de la polea conducida nos respaldamos en lo que Mott, Robert L dice “Una banda determinada puede manejar mayor potencia a medida que aumenta la relación de velocidades, hasta una relación aproximada de 3,38”.

Los incrementos mayores tienen poco efecto y también pueden causar problemas con el ángulo de contacto de la polea menor. (MOTT, 2006 pág. 274)

La relación de transmisión que existe entre diámetro y las velocidades de las poleas del sistema de transmisiones dada por la siguiente ecuación.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2} \quad (60)$$

Dónde:

$i$  : Relación de transmisión. [3,38]

D: Diámetro de la polea conducida [*in*]

d: Diámetro de la polea conductora. 3 [*in*]

$n_1$ : Velocidad de la polea conductora. 1730 [*rpm*]

$n_2$ : Velocidad angular de la polea conducida. [*rpm*]

Despejando D en la ecuación (60) y reemplazando los valores tenemos:

$$D = ixd$$

$$D = 3,38x3[in].$$

$$D = 10,14[in].$$

**4.9.2.2 Selección de las poleas.** Calculados los diámetros primitivos de las poleas se confirma en los catálogos de poleas con diámetros normalizados existentes en el mercado nacional y se obtiene el siguiente resultado.

Tabla 31. Selección de diámetro de poleas conducida y conductora

Polea Trapecial Ciega SPA-A														
Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)
50	1	P	32	35	118	1	D	60	35	250	1	3R	75	50
	2	P	40	45		2	D	60	45		2	3R	75	50
	3	P	40	54		3	D	70	50		3	3R	75	50
56	1	P	35	35		4	P	70	50		4	3R	88	60
	2	P	40	45		5	P	80	50		5	3R	96	65
	3	P	40	54	125	1	D	55	35	280	1	3R	68	50
63	1	P	40	35		2	D	60	45		2	3R	75	50
	2	P	40	45		3	D	68	50		3	3R	75	50
	3	P	40	54		4	D	68	50		4	3R	88	60
4	P	40	68	5		D	80	50	5		3R	96	65	
5	P	40	84	132	1	D	55	35	300	1	3R	75	50	
71	1	P	40		35	2	D	60		45	2	3R	75	50
	2	P	50		45	3	D	68		50	3	3R	88	60
	3	P	52		54	4	D	68		50	4	3R	88	60
4	P	52	68		5	D	80	50		5	3R	96	70	
5	P	52	84	140	1	D	60	35	315	2	3R	75	50	
75	1	P	40		35	2	D	60		45	3	3R	88	60
	2	P	50		45	3	D	68		50	4	3R	88	60
	3	P	52		54	4	D	68		50	5	3R	96	70
4	P	52	68		150	1	D	60		40	355	2	3R	88
5	P	52	84	2		D	60	45	3	3R		88	60	
80	1	P	45	35		3	D	68	50	4		3R	88	60
	2	P	50	45		4	D	68	50	5		3R	96	70
	3	P	62	54		160	1	D	60	40		400	2	6R
4	P	62	68	2	D		60	45	3	6R	96		65	
5	P	62	84	3	D		68	50	4	6R	96		65	
80	1	P	45	35	4		D	80	50	5	6R		96	70
	2	P	50	45	5		D	80	50	400	2		6R	88
	3	P	62	54	3	D	68	50	4		6R	96	65	
4	P	62	68	4	D	80	50	5	6R		96	70		
5	P	62	84	160	1	D	60	40	400	2	6R	88	60	
80	1	P	45		35	2	D	60		45	3	6R	96	65
	2	P	50		45	3	D	68		50	4	6R	96	65
	3	P	62		54	4	D	80		50	5	6R	96	70
4	P	62	68		160	1	D	60		40	400	2	6R	88
5	P	62	84	2		D	60	45	3	6R		96	65	
80	1	P	45	35		3	D	68	50	4		6R	96	65
	2	P	50	45		4	D	80	50	5		6R	96	70
	3	P	62	54		5	D	80	50	400		2	6R	88
4	P	62	68	3	D	68	50	4	6R		96	65		
5	P	62	84	4	D	80	50	5	6R		96	70		

Fuente: ROFLEX, Catálogo

En la Tabla.31 se determina lo siguiente:

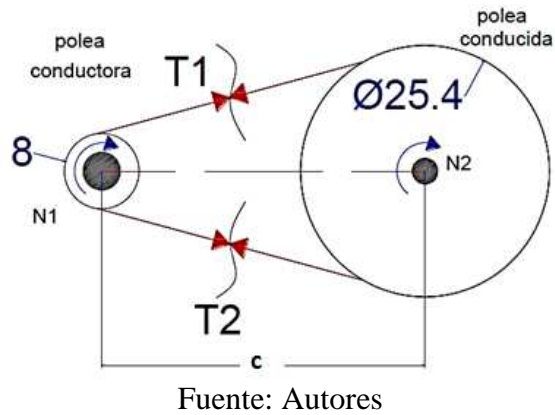
Tabla 32. Poleas seleccionadas

POLEA	DIÁMETRO SELECCIONADO
	[mm]
Conductora	80
Conducida	250
Relación de transmisión real	3,123

Fuente: Autores

**4.9.2.3 Distancia entre centros.** En la Figura. 117 se observa un esquema del sistema de transmisión por bandas en la cual se muestra los diámetros de las poleas y la distancia entre los centros de los ejes de las poleas a calcularse.

Figura 117. Sistema de transmisión por bandas.



Para calcular la distancia entre los ejes de las poleas partimos de las siguientes ecuaciones.

Para  $1 \leq i \leq 3$

$$C \geq \frac{(i+1)d}{2} + d \quad (61)$$

Para  $i > 3$

$$C \geq D \quad (62)$$

Partiendo del conocimiento del diámetro de la polea conductora y la relación de transmisión de 3,125 aplicamos la ecuación (62) y estimamos la distancia entre centros de:  $C = 30[cm] = 11,81[in]$

**4.9.2.4 Longitud de la banda.** La longitud primitiva de la banda ( $L_p$ ) de una transmisión se calcula directamente a partir de la siguiente expresión.

$$L_p = 2xC + \frac{\pi}{2}x(d + D) + \frac{(D-d)^2}{4xC} \quad (63)$$

Dónde:

$C$ : Distancia entre centros de los ejes e las 11,81 [in]

$D$ : Diámetro de la polea conducida 10[in]

$d$ : Diámetro de la polea conductora 3,15 [in]

$L_p$ : Longitud primitiva de la banda.

$\pi$  : pi 3,141592

Reemplazando los valores en la ecuación (63) y calculando tenemos:

$$L_p = 2 \times 11,81[in] + 1,57 \times (3,15[in] + 10[in]) + \frac{(9,84[in] - 3,15[in])^2}{4 \times 11,81[in]}$$

$$L_p = 45,27[in] \approx 114,9[cm]$$

Con este dato revisamos en el catálogo correspondiente y obtenemos lo siguiente:

Tabla 33. Longitud primitiva de correas trapezoidales.

Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13,5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			
42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			
68	1757	1770	1779		
71	1833	1846			
75	1935	1948	1957		
80	2062	2079	2084		
81		2100	2109		

Fuente: ROFLEX, Catálogo

De la Tabla. 33 se obtiene la longitud normalizada  $1.198[mm] \approx 47,16[in]$

Con la longitud calculada la longitud  $L_p$  de la banda y la longitud normalizada determinada  $L_n$  se calcula nuevamente la distancia entre centros de los ejes de las poleas con la siguiente ecuación.

$$C_c = C \pm \left| \frac{L_p - L_n}{2} \right| \quad (64)$$

Dónde:

$C_c$ : Distancia entre los centros de los ejes de las poleas

$L_n$ : Longitud normalizada de la banda 47,16 [in]

Se debe considerar que cuando,  $L_p < L_n$  el signo debe ser + y cuando,  $L_p > L_n$  el signo debe -, entonces reemplazando los datos en la ecuación (64) y calculando tenemos.

$$C_c = 11,81 [in] - \left| \frac{45,27 [in] - 47,16[in]}{2} \right|$$

$$C_c = 13,7 [in] \approx 34,8 [cm]$$

**4.9.2.5** *Ángulo de contacto de la banda con la polea menor.* La polea determinante en el diseño y en la duración de la vida útil de la banda es la de menor diámetro. Por tal razón, es necesario conocer el ángulo de contacto sobre esta polea.

Para determinar el ángulo de contacto (A) de la banda sobre la polea menor se realiza aplicando la siguiente ecuación.

$$A = 180^\circ - 57x \left( \frac{D-d}{C_c} \right) > 120^\circ (65)$$

Donde,

A=Ángulo de contacto sobre la polea menor

$C_c$ =Distancia entre ejes de poleas

d = Diámetro de la polea conductora

D = Diámetro de la polea conducida

Reemplazando los valores en la ecuación (65) y calculando tenemos:

$$A = 180^\circ - 57x \left( \frac{9,84 [in] - 3,15 [in]}{12[in]} \right)$$

$$A = 148.2^\circ > 120^\circ$$

#### **4.9.2.6** *Potencia transmitida efectiva por la banda*

Para el cálculo de la potencia efectiva partimos de la siguiente expresión:

$$P_a = d * n_1' * \left[ k_1 - \frac{k_2}{d} - k_3 * (d * n_1')^2 - k_4 * \log(d * n_1') \right] + k_2 * n_1' * \left( 1 - \frac{1}{k_u} \right) (66)$$

Donde:

$P_a$ : Potencia efectiva por banda en [KW]

$d$ : Diámetro de la polea conductora, 80 [mm].

$k_u$ : Factor por razón de transmisión

$n_1'$ : Mil revoluciones por minuto en la polea rápida 1,73

$k_1, k_2, k_3, k_4$ , Factores empíricos evaluables.

Procedemos a determina el valor de los factores enunciados anteriormente en la formula anterior.

Tabla 34. Factor por razon de transmision  $k_u$ .

$D_2/D_1$	$k_u$
1,000-1,019	1,00
1,020-1,032	1,01
1,033-1,055	1,02
1,056-1,081	1,03
1,082-1,109	1,04
1,110-1,142	1,05
1,143-1,178	1,06
1,179-1,222	1,07
1,223-1,274	1,08
1,275-1,340	1,09
1,341-1,429	1,10
1,430-1,562	1,11
1,563-1,814	1,12
1,815-2,948	1,13
2,949 y más	1,14

Fuente: FAIRESDiseño de elementos de máquinas, pág.600

El valor de  $k_u = 1,14$  seleccionado en base a un  $D/d = 3,125$ .

Luego procedemos a calcular los valores  $k_1, k_2, k_3$  y  $k_4$  en la Tabla.35 que se muestra continuación.

Tabla 35. Factores de cálculo  $k_1, k_2, k_3$  y  $k_4$  en base al perfil de la banda

Perfil	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$
A	0,03826	1,232	$7,043 \times 10^{-9}$	0,006244
B	0,06784	3,261	$1,403 \times 10^{-8}$	0,01074
C	0,1261	9,004	$2,653 \times 10^{-8}$	0,04270
D	0,2763	32,23	$6,301 \times 10^{-8}$	0,04270
AX	0,05848	1,482	$1,001 \times 10^{-8}$	0,01192
BX	0,08390	2,635	$1,410 \times 10^{-8}$	0,01684
CX	0,1317	4,965	$2,412 \times 10^{-8}$	0,02537

Fuente: Dr. GONZÁLEZ, Gonzalo, Transmisiones por correas en V, Pág. 22.



Entonces para un perfil normal tipo A la tabla determina el siguiente resultado:

$$k_1 = 0,03826, k_2 = 1,232, k_3 = 7,04 \times 10^{-9}, k_4 = 0,006244$$

Reemplazando los valores en la ecuación (66) y calculando tenemos lo siguiente:

$$P_a = 80 \times 1,73 \times \left[ 0,03826 - \frac{1,232}{80} - 7,04 \times 10^{-9} \times (80 \times 1,73)^2 - 0,006244 \times \log(80 \times 1,73) \right] + 1,232 \times 1,73 \times \left( 1 - \frac{1}{1,14} \right)$$

$$P_a = 1,556 \left[ \frac{KW}{correa} \right] = 2,11 [Hp/correa]$$

#### 4.9.2.7 Cálculo del número de bandas

$$z \geq \frac{P_d}{P_a \cdot c_a \cdot c_L} \quad (67)$$

Siendo:

$P_d$ : Potencia de diseño, 1,96 [Hp]

$z$ : Cantidad de bandas

$P_a$ : Potencia nominal transmitida por la banda, 2,11 [Hp/correa]

$c_a$ : Coeficiente de corrección del arco de contacto de la polea conductora

$c_L$ : Coeficiente de corrección por longitud de banda

Procedemos a calcular el coeficiente de corrección del arco de contacto de la polea conductora en la siguiente tabla.

Tabla 36. Coeficiente de arco de contacto.

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , deg	VV	$K_1$	V Flot
0.00	180	1.00		0.75
0.10	174.3	0.99		0.76
0.20	168.5	0.97		0.78
0.30	162.7	0.96		0.79
0.40	156.9	0.94		0.80
0.50	151.0	0.93		0.81
0.60	145.1	0.91		0.83
0.70	139.0	0.89		0.84
0.80	132.8	0.87		0.85
0.90	126.5	0.85		0.85
1.00	120.0	0.82		0.82
1.10	113.3	0.80		0.80
1.20	106.3	0.77		0.77
1.30	98.9	0.73		0.73
1.40	91.1	0.70		0.70
1.50	82.8	0.65		0.65

Fuente: SHIGLEY Mechanical Engineering, Pág 882.

Como  $\frac{D-d}{C} = \frac{250 \text{ [mm]} - 80 \text{ [mm]}}{348 \text{ [mm]}} = 0,49$ ; entonces interpolando los valores obtenidos en la Tabla. 36 se tiene que  $c_{\alpha} = 0,931$

Para determinar el  $c_L$  Coeficiente de corrección por longitud de banda nos ayudamos de la Tabla. 37

Tabla 37. Coeficiente de corrección por longitud de banda

[ Principal ]		[ Arriba ] [ Adelante ]																		
Diámetro polea chica		Relación de velocidad	RPM DE LA POLEA PEQUEÑA																	
mm	pulg	1 : i	200	400	720	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3200	3600	4000	4500
63	2.50	1.00	0.17	0.28	0.40	0.44	0.49	0.55	0.61	0.63	0.67	0.69	0.72	0.74	0.75	0.75	0.75	0.73	0.68	0.58
		1.05	0.17	0.28	0.41	0.45	0.50	0.57	0.63	0.66	0.69	0.72	0.74	0.77	0.78	0.78	0.78	0.75	0.70	0.61
		1.20	0.18	0.29	0.43	0.46	0.51	0.58	0.64	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.80	0.80	0.80	0.78	0.73	0.62
		1.50	0.18	0.30	0.44	0.47	0.53	0.61	0.67	0.70	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.84	0.83	0.80	0.74	0.64
		<=	3.00	0.19	0.32	0.45	0.50	0.55	0.62	0.69	0.73	0.77	0.78	0.81	0.84	0.85	0.85	0.83	0.77	0.67
CORREA No.			26	28	31	35	38	42	46	51	55	60	64	68	75	85	97	112	120	128
Longitud correa mm			690	741	817	917	995	1097	1198	1325	1427	1554	1656	1757	1925	2189	2494	2875	3078	3281
Factor de corrección			0.81	0.82	0.84	0.87	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.13	1.14

Fuente: ROFLEX, Catálogo de bandas trapezoidales

Para una banda N<sup>o</sup>46, determinamos el coeficiente de corrección por longitud  $c_L = 0,92$

Reemplazamos los valores de  $c_{\alpha}$  y  $c_L$  calculados, en la ecuación (67) para determinar z entonces.

$$z = \frac{1,96 \text{ [Hp]}}{2,11 \text{ [Hp]} \times 0,931 \times 0,92}$$

$$z = 1,27 \text{ [bandas]}$$

Con el resultado obtenido el valor calculado se aproxima a un número entero superior. Entonces  $z = 2 \text{ [bandas]}$

**4.9.2.8 Velocidad de la banda.** La velocidad debe ser lo mayor posible sin superar la velocidad máxima recomendada.

$$V = \frac{\pi n_1 d}{60 \times 1000} \leq V_{m\acute{a}x} \quad (68)$$

Dónde:

$V_{m\acute{a}x} = 25 \dots \dots \dots 30$  [m/s] p[er] corre[ri]a de perfil norm[al]

$V_{m\acute{a}x} = 35 \dots \dots \dots 45$  [m/s] p[er] corre[ri]a de perfil estrecho

V: Velocidad de la banda en [m/s].

$n_1 =$  Velocidad de l[os] pole[os] conductor[es] 1730 [rpm]

$d =$  Diametro de l[os] pole[os] conductor[es] 80 [mm]

Reemplazando los valores en la ecuación (68) y calculando tenemos:

$$V = \frac{0,0523 \times 1730 \text{ [rpm]} \times 80 \text{ [mm]}}{1000}$$

$$V = 7,23 \text{ [m/s]} < V_{m\acute{a}x}$$

Los datos técnicos de la banda seleccionada se indican en la Tabla.38

Tabla38. Selección de la banda

SELECCIÓN DE LA BANDA				
Tipo	Designación	Distancia entre ejes	Cantidad de bandas	Velocidad de las bandas
A	Nº 46	$C_c = 348$ [mm]	2	7,23 [m/s]

Fuente: Autor

**4.9.2.9 Factor de seguridad.** El factor de seguridad está determinado por la siguiente ecuación.

$$F_s = \frac{P_d \times z}{P_a \times k_s} \quad (69)$$

Dónde:

$F_s$ : Factor de seguridad.

$P_d$ : Potencia diseño, igual a 1,96 [Hp].

$P_a$ : Potencia nominal, igual a 2,11 [Hp].

$z$ : Número de bandas, igual a 2 [*bandas*].

$k_s$ : Factor de servicio.

Entonces determinamos el factor de servicio  $k_s$  en la Tabla. 39

Tabla 39. Factor de servicio

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

Fuente: SHIGLEY Mechanical Engineering, Pág. 882.

Determinamos que  $k_s = 1,2$  para un torque normal.

Reemplazando los valores en la ecuación (69) tenemos:

$$F_s = \frac{1,96 [Hp] \times 2}{2,11 [Hp] \times 1,2}$$

$$F_s = 1,8$$

El factor de seguridad de 1,8 es aceptable.

**4.9.2.10 Fuerza transmitida por las bandas.** En la banda en V se produce una fuerza centrífuga  $F_{cb}$ , la cual se calcula a partir de la siguiente ecuación.

$$F_{cb} = K_c \times \left( \frac{V}{1000} \right)^2 \quad (70)$$

Dónde:

$F_{cb}$ : Fuerza centrífuga de la banda, [*lb*]

$K_c$ : Factor constante

$V$ : Velocidad de la banda,  $7,23 [m/s] = 1.423,23 [ft/min]$

Entonces determinamos el factor constante  $K_c$  en la Tabla. 40

Tabla 40. Factor  $K_c$

Belt Section	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: SHIGLEY Mechanical Engineering, Pág. 883

De acuerdo al tipo de perfil de la banda, en nuestro caso perfil tipo A tenemos que  $K_c = 0,561$ .

Reemplazando los valores en la ecuación (70) y calculando tenemos:

$$F_{cb} = 0,561 \times \left( \frac{1.423,23 \text{ [ft/min]}}{1000} \right)^2$$

$$F_{cb} = 1,136 \text{ [lb]} = 0,52 \text{ [Kg]}$$

La fuerza que es transmitida está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad (71)$$

Dónde:

$\Delta F$ , Variación de la fuerza en [lb]

$F_1$ , Fuerza de la banda lado tenso en [lb]

$F_2$ , Fuerza de la banda lado flojo [lb]

Pero  $\Delta F$  está dada en función de los siguientes parámetros mostrados en la siguiente ecuación.

$$\Delta F = \frac{63025 \times P_d}{n_1 \times \left(\frac{d}{2}\right)^{xz}} \quad (72)$$

Dónde:

$P_d$ : Potencia corregida, 1,96 [Hp]

$z$ : Número de bandas, 2 [bandas]

$d$ : Diámetro de la polea conductora 3,15 [in]

$n_1$ : Revoluciones por minuto de la rueda conductora, igual a 1730 [rpm]

Reemplazando los valores en la ecuación (72) y calculando tenemos lo siguiente:

$$\Delta F = \frac{63025 \times 1,96 \text{ [Hp]}}{1730 \text{ [rpm]} \times \left(\frac{3,15 \text{ [in]}}{2}\right) \times 2}$$

$$\Delta F = 26,6 \text{ [lb]} = 12,06 \text{ [Kg]}$$

Luego procedemos a calcular la fuerza  $F_1$ , partir de la siguiente ecuación:

$$F_1 = F_{cb} + \frac{\Delta F x e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (73)$$

Dónde:

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea

$\beta$ : Ángulo de contacto de la banda en la polea donde se va a calcular las tensiones [rad]

Entonces procedemos a calcular  $\beta$  a partir de la siguiente ecuación:

$$\beta = 180^\circ - 2x \text{sen}^{-1} \left( \frac{D-d}{2xC_c} \right) \quad (74)$$

$$\beta = 180^\circ - 2x \text{sen}^{-1} \left( \frac{250 \text{ [mm]} - 80 \text{ [mm]}}{2 \times 304,9 \text{ [mm]}} \right)$$

$$\beta = 147,6^\circ = 2,58 \text{ [rad]}$$

Luego para determinar el valor de  $\mu$  respecto a las superficies de contacto entre el caucho sobre aluminio nos respaldamos en el anexo que  $\mu = 0,35$ .

Reemplazando los valores en la ecuación 73 y calculando tenemos:

Posteriormente determinamos el valor de  $\sigma$  despejando y reemplazando los valores calculados en la ecuación (70).

**Tensiones máximas en la banda.** Para el cálculo de las tensiones máximas en la banda se determina con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (75)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (76)$$

Dónde:

$\sigma$  : Tensiones máximas en la banda

$F$  : Factor de tensión de esfuerzo de tensión máxima

$D_1$  : Diámetro de la polea conductora

$D_2$  : Diámetro de la polea conducida 9,84

Entonces procedemos a determinar el valor  $K_t$  : Factor de tensión de esfuerzo de tensión máxima en la Tabla. 41

Tabla 41. Factor de esfuerzo de tensión máxima

Belt Section	$K_b$	$K_t$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: SHIGLEY Mechanical Engineering, Pág. 883

De acuerdo al tipo de perfil de la banda, en nuestro caso perfil tipo A tenemos que  $K_b = 220$ .

Reemplazando los valores en la ecuación (75) y (76) tenemos lo siguiente:

$$T_1 = 45,87[lb] + \frac{220}{3,15[in]}$$

$$T_2 = 19,27 [lb] + \frac{220}{9,84 [in]}$$

$$T_1 = 115,7 [lb] = 514,27[N]$$

$$T_2 = 41,63 [lb] = 185 [N]$$

**4.9.2.11 Número de pasadas.** Para el cálculo del número de pasadas se parte de la siguiente ecuación.

$$N_p = \left[ \left( \frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (77)$$

Dónde:


$N_p$ : Número de pasadas

$k$  y  $b$ : Parámetros de durabilidad de la banda

$T_1$  y  $T_2$ : Tensiones máximas en la banda, 115,7 [ lb]y 41,63 [lb], respectivamente

Entonces procedemos a determinar el valor de los parámetros de durabilidad de la banda  $k$  y  $b$  en la Tabla. 42

Tabla 42. Parámetros de durabilidad de la banda  $k$  y  $b$

Belt Section	10 <sup>8</sup> to 10 <sup>9</sup> Force Peaks		10 <sup>9</sup> to 10 <sup>10</sup> Force Peaks		Minimum Sheave Diameter, in
	K	b	K	b	
A 	674	11.089			3.0
B	1193	10.926			5.0
C	2038	11.173			8.5
D	4208	11.105			13.0
E	6061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1062	10.153	2.65
5V	1654	12.593	2394	10.283	7.1
8V	3638	12.629	5253	10.319	12.5

Fuente: SHIGLEY Mechanical Engineering, Pág. 884



De acuerdo al tipo de perfil de la banda, en nuestro caso perfil tipo A tenemos que  
 $k = 674yb = 11,089$

Reemplazando los valores en la ecuación (77) y calculando se tiene lo siguiente:

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{115,7[lb]} \right)^{-11,089} + \left( \frac{674}{41,63[lb]} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 306,690 \times 10^6 [\text{pasadas}]$$

Posteriormente con este valor calculado se procede a obtener el tiempo de durabilidad de la banda en horas con la siguiente ecuación.

$$t = \frac{N_p \times L_n}{720 \times V} \quad (78)$$

Dónde:

t: Tiempo de vida útil de la banda en [h]

$N_p$ : Número de pasadas  $306,690 \times 10^6$  [pasadas]

$L_n$ : Longitud normalizada de la banda 45,67 [in]

V: Velocidad de la banda, igual a 2677,17 [ft/min]

Reemplazando los valores en la ecuación (78) se tiene:

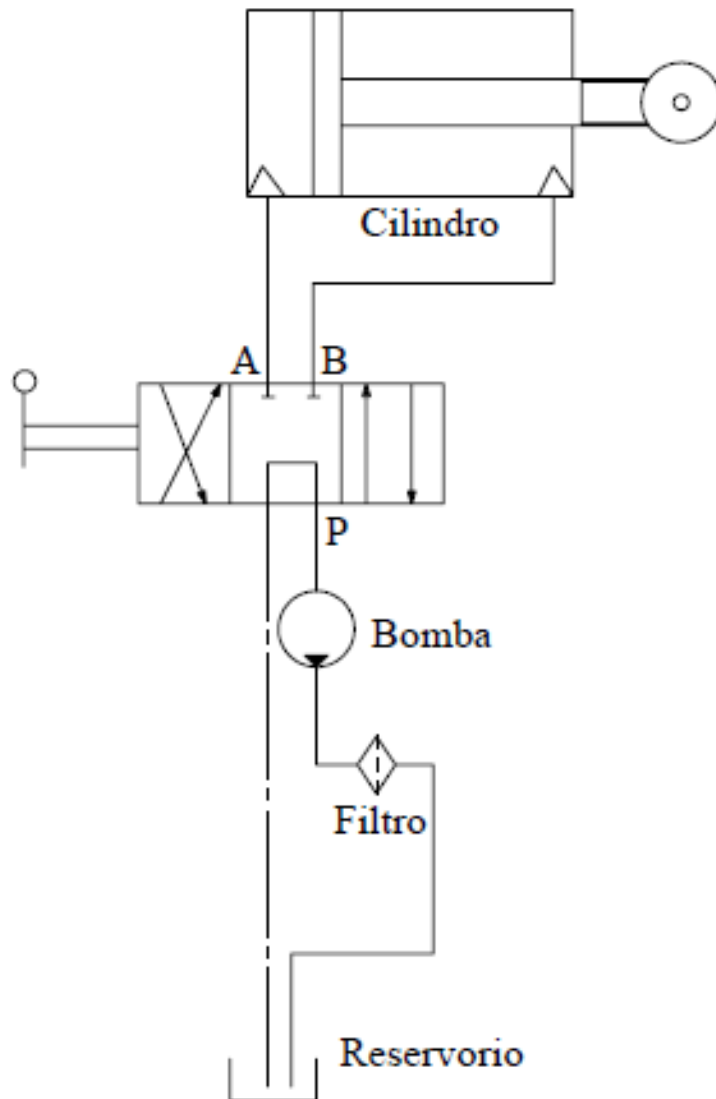
$$t = \frac{306,690 \times 10^6 [\text{pasadas}] \times 45,67 [\text{in}]}{720 \times 2677,17 [\text{ft/min}]}$$

$$t = 13.667,6 [h]$$

#### 4.10 Cálculo y diseño del sistema hidráulico

Con la fuerza  $P_c$  calculada anteriormente procedemos a calcular y seleccionar cada uno de los accesorios y elementos que compone el sistema hidráulico, a continuación se muestra el diagrama de nuestra máquina.

Figura 118. Diagrama hidráulico



Fuente: Autores

Al poner en marcha el motor eléctrico se transmite movimiento a la bomba hidráulica la cual eroga el aceite al sistema hidráulico, la válvula direccional en la posición central debe hacer retornar el aceite al reservorio, cuando se acciona la válvula a la posición de la izquierda el cilindro realiza el avance para efectuar el trabajo de curvar el tubo; y, cuando se acciona la válvula en la posición de la derecha el cilindro retorna a su posición inicial.

**4.10.1 Selección de la bomba hidráulica.** Para seleccionar la bomba adecuada debemos determinar el desplazamiento volumétrico que utilizará el sistema, por lo que partimos de la siguiente ecuación.

$$Dv = \frac{GPM \times 231}{RPM} \quad (79)$$

Dónde:

Dv: Desplazamiento volumétrico de la bomba hidráulica [ $in^3 / rev$ ]

GPM: Máximo caudal requerido por el sistema 0,913 GPM

RPM: Revoluciones por minuto a la que girara la bomba

Entonces procedemos a determinar las RPM a la que girara la bomba a partir de la ecuación de la relación de transmisión.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2} \quad (80)$$

Dónde:

$i$  : Relación de transmisión, [3,123]

D: Diámetro de la polea conducida 9,84 [ $in$ ] Tabla. 24

d: D: Diámetro de la polea conductora, 3,15 [ $in$ ] Tabla. 24

$n_1$ : Velocidad de la polea conductora, 1.730 [ $rpm$ ] Tabla. 21

$n_2$ : Velocidad angular de la polea conducida, [ $rpm$ ]

Reemplazando los valores en la ecuación (80) y calculando tenemos:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

$$n_2 = \frac{1730 \text{ rpm}}{3,123}$$

$$n_2 = 554 \text{ rpm.}$$

Ahora calculando el desplazamiento volumétrico reemplazamos los valores en la ecuación (79) y tenemos.

$$Dv = \frac{0,913 \text{ GPM} \times 231}{554 \text{ RPM}}$$

$$Dv = 0,38 \text{ [} in^3 / rev \text{]}$$

Con el resultado obtenido y con ayuda de la Tabla. 43 seleccionamos una bomba tamaño 20V código 2 y una cilindrada de 0,43[in<sup>3</sup> /rev].

Tabla 43. Selección de la Bomba hidráulica

<input checked="" type="checkbox"/> F3 - Viton Seals Omit if not required	<input checked="" type="checkbox"/> Geometric Displacement Rated capacity (USgpm) at 1200 rpm, 6,9 bar (100 psi)	<input checked="" type="checkbox"/> Mounting Omit - Flange mounting F - Foot mounting																																																																																																															
<input checked="" type="checkbox"/> Series Designation 20V - 7 to 45 cm <sup>3</sup> /r (0.43 to 2.78 in <sup>3</sup> /r) 25V - 33 to 67 cm <sup>3</sup> /r (2.0 to 4.1 in <sup>3</sup> /r) 35V - 81 to 121 cm <sup>3</sup> /r (4.9 to 7.4 in <sup>3</sup> /r) 45V - 138 to 193 cm <sup>3</sup> /r (8.4 to 11.6 in <sup>3</sup> /r)	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Frame Size</th> <th>Code</th> <th>cm<sup>3</sup>/r</th> <th>in<sup>3</sup>/r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20V</td> <td>2</td> <td>7</td> <td>0.43</td> </tr> <tr> <td></td> <td>5</td> <td>18</td> <td>1.10</td> </tr> <tr> <td></td> <td>8</td> <td>27</td> <td>1.67</td> </tr> <tr> <td></td> <td>9</td> <td>30</td> <td>1.85</td> </tr> <tr> <td></td> <td>11</td> <td>36</td> <td>2.22</td> </tr> <tr> <td></td> <td>12</td> <td>40</td> <td>2.47</td> </tr> <tr> <td></td> <td>14</td> <td>45</td> <td>2.78</td> </tr> <tr> <td>25V</td> <td>10</td> <td>33</td> <td>2.01</td> </tr> <tr> <td></td> <td>12</td> <td>39</td> <td>2.47</td> </tr> <tr> <td></td> <td>14</td> <td>45</td> <td>2.78</td> </tr> <tr> <td></td> <td>17</td> <td>55</td> <td>3.39</td> </tr> <tr> <td></td> <td>21</td> <td>67</td> <td>4.13</td> </tr> <tr> <td>35V</td> <td>25</td> <td>81</td> <td>4.94</td> </tr> <tr> <td></td> <td>30</td> <td>97</td> <td>5.91</td> </tr> <tr> <td></td> <td>35</td> <td>112</td> <td>6.83</td> </tr> <tr> <td></td> <td>38</td> <td>121</td> <td>7.37</td> </tr> <tr> <td>45V</td> <td>42</td> <td>138</td> <td>8.41</td> </tr> <tr> <td></td> <td>45</td> <td>147</td> <td>8.95</td> </tr> <tr> <td></td> <td>50</td> <td>162</td> <td>9.85</td> </tr> <tr> <td></td> <td>60</td> <td>193</td> <td>11.75</td> </tr> </tbody> </table>	Frame Size	Code	cm <sup>3</sup> /r	in <sup>3</sup> /r	20V	2	7	0.43		5	18	1.10		8	27	1.67		9	30	1.85		11	36	2.22		12	40	2.47		14	45	2.78	25V	10	33	2.01		12	39	2.47		14	45	2.78		17	55	3.39		21	67	4.13	35V	25	81	4.94		30	97	5.91		35	112	6.83		38	121	7.37	45V	42	138	8.41		45	147	8.95		50	162	9.85		60	193	11.75	<input checked="" type="checkbox"/> Shafts Std. Pilot Shafts <table border="1"> <thead> <tr> <th>Model</th> <th>Str. Key</th> <th>HD Str. Key</th> <th>Spline</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>20V</td> <td>1</td> <td>N/A</td> <td>151</td> </tr> <tr> <td>25V thru 45V</td> <td>1</td> <td>86</td> <td>11</td> </tr> </tbody> </table> "S" SAE Pilot & "M" Metric ISO Pilot Shafts <table border="1"> <thead> <tr> <th>Model</th> <th>Str. Key</th> <th>HD Str. Key</th> <th>Metric Str. Key</th> <th>Spline</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>25VS - 45VS</td> <td>202</td> <td>203</td> <td>N/A</td> <td>297</td> </tr> <tr> <td>25VM - 45VM</td> <td>N/A</td> <td>N/A</td> <td>292N</td> <td>N/A</td> </tr> </tbody> </table>	Model	Str. Key	HD Str. Key	Spline	20V	1	N/A	151	25V thru 45V	1	86	11	Model	Str. Key	HD Str. Key	Metric Str. Key	Spline	25VS - 45VS	202	203	N/A	297	25VM - 45VM	N/A	N/A	292N	N/A
Frame Size	Code	cm <sup>3</sup> /r	in <sup>3</sup> /r																																																																																																														
20V	2	7	0.43																																																																																																														
	5	18	1.10																																																																																																														
	8	27	1.67																																																																																																														
	9	30	1.85																																																																																																														
	11	36	2.22																																																																																																														
	12	40	2.47																																																																																																														
	14	45	2.78																																																																																																														
25V	10	33	2.01																																																																																																														
	12	39	2.47																																																																																																														
	14	45	2.78																																																																																																														
	17	55	3.39																																																																																																														
	21	67	4.13																																																																																																														
35V	25	81	4.94																																																																																																														
	30	97	5.91																																																																																																														
	35	112	6.83																																																																																																														
	38	121	7.37																																																																																																														
45V	42	138	8.41																																																																																																														
	45	147	8.95																																																																																																														
	50	162	9.85																																																																																																														
	60	193	11.75																																																																																																														
Model	Str. Key	HD Str. Key	Spline																																																																																																														
20V	1	N/A	151																																																																																																														
25V thru 45V	1	86	11																																																																																																														
Model	Str. Key	HD Str. Key	Metric Str. Key	Spline																																																																																																													
25VS - 45VS	202	203	N/A	297																																																																																																													
25VM - 45VM	N/A	N/A	292N	N/A																																																																																																													
<input checked="" type="checkbox"/> Pilot Designation Omit - Standard pilot S - SAE per ISO 3019/1 (SAE J744) (N/A on 20V pump). M - Metric per ISO 3019/2 100A2HW codes (N/A on 20V pump).		<input checked="" type="checkbox"/> Outlet Positions (Viewed from cover end of pump) A - Opposite inlet port B - 90° CCW from inlet C - In-line with Inlet D - 90° CW from inlet																																																																																																															

Fuente: EATON, Catálogo de bombas

**4.11.1.1 Cálculo del caudal real que eroga la bomba.** Para este cálculo partimos de la ecuación (79), despejando GPM y reemplazando los valores tenemos.

$$GPM = \frac{Dv \times RPM}{231}$$

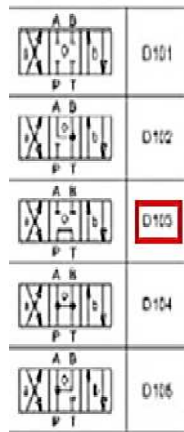
$$GPM = \frac{0,43[in^3 /rev] \times 554 rpm.}{231}$$

$$GPM = 1,03 GPM$$

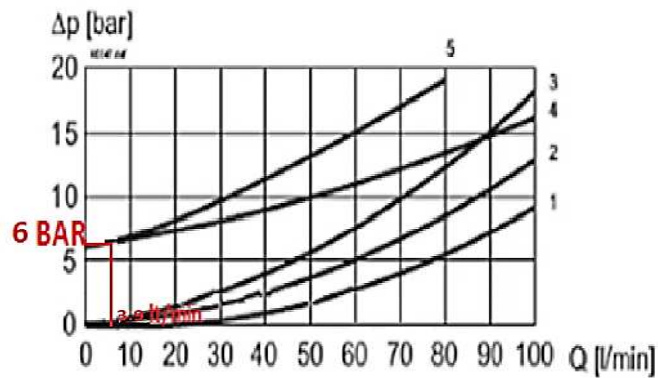
**4.10.2 Selección de la válvula direccional.** Para seleccionar la válvula direccional nos ayudamos del caudal 1,03 GPM y la siguiente Tabla. 44

Tabla 44. Selección de válvula direccional

D-103 valve spring centered



$\Delta p = f(Q)$  Pressure drop volume flow characteristics



Fuente: www.wandfluh.com

Tabla 45. Curvas de válvula direccional

Pressure drop curve no.	Volume flow direction				
	P - A	P - B	P - T	A - T	B - T
Z100/J100	1	1	-	1	2
D101/Z101	1	1	-	1	2
D102/Z102	1	1	-	1	2
D103/Z103	4	4	5	1	2
D104/Z104	4	4	-	1	2
D105/Z105	1	1	-	1	2

Fuente:www.wandfluh.com

Como podemos darnos cuenta la mayor pérdida de presión se da cuando la bomba trabaja en vacío y su valor es de 6 bares.

**4.10.3 Selección de las mangueras.** Para seleccionar la manguera adecuada partimos de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{0,32Q}{15} \quad (81)$$

Dónde:

A= Área de la tubería [ $in^2$ ]

Q= Máximo caudal requerido por el sistema 1,03 GPM

Reemplazando los valores en la ecuación (81) y calculando tenemos:

$$A = \frac{0,32(1,03GPM)}{15}$$

$A = 0,02197 \text{ in}^2$ , o también:

$$A = 0,785d^2(82)$$

Igualando las ecuaciones (81) y (82).

$$0,785d^2 = 0,02197 \text{ in}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,02197 \text{ in}^2}{0,785}}$$

$$d = 0,17 \text{ in} = 0,43 \text{ cm}$$

Con este dato calculado nos ayudamos de la Tabla. 46 para seleccionar la manguera adecuada.

Tabla 46. Selección de la manguera

Especificación (serie)	Tamaño nominal de la manguera pulg. (mm)	Diámetro interior mm (pulg.)	Diámetro exterior mm (pulg.)	Radio mínimo al interior de la curva cm (pulg.)	Temperatura de servicio °C (°F)	Presión de servicio a 20°C (70°F) bar (psig)	Presión de rotura a 20°C (70°F) bar (psig)	Peso de la manguera en rollo kg/m (lb/yd)
SAE J517 100R7 (serie 7R)	1/4 (6,4)	6,4 (0,25)	13,2 (0,52)	3,18 (1,25)	-40 a 200	189 (2750)	757 (11 000)	0,10 (0,07)
	3/8 (9,5)	9,5 (0,38)	17,0 (0,67)	5,08 (2,00)		155 (2250)	620 (9 000)	0,15 (0,10)
	1/2 (12,7)	12,7 (0,50)	20,9 (0,82)	7,62 (3,00)		197 (2850)	561 (8 000)	0,21 (0,14)
SAE J517 100R8 (serie 8R)	1/4 (6,4)	6,4 (0,25)	10,6 (0,42)	5,00 (2,00)	-40 a 150 (-40 a 200)	244 (3500)	1270 (20 000)	0,20 (0,13)
	3/8 (9,5)	9,5 (0,38)	17,0 (0,67)	6,35 (2,50)		275 (4000)	1102 (16 000)	0,16 (0,11)
	1/2 (12,7)	12,7 (0,50)	21,3 (0,84)	10,2 (4,00)		241 (3500)	964 (14 000)	0,22 (0,15)
	3/4 (19,0)	19,0 (0,75)	29,2 (1,15)	16,5 (6,50)		155 (2250)	620 (9 000)	0,39 (0,26)
	1 (25,4)	25,4 (1,00)	37,6 (1,48)	25,4 (10,0)		137 (2000)	561 (8 000)	0,68 (0,48)

Fuente: [www.swagelok.com.mx](http://www.swagelok.com.mx)

Entonces de la tabla se puede determinar que la manguera seleccionada es SERIE SAE J517 100R7 SERIE 7R de un diámetro interior de 1/4 pulgada.

**4.10.4 Diseño del depósito o tanque hidráulico.** Para el dimensionamiento del tanque hidráulico nos ayudamos del caudal calculado que es igual a 1,03 GPM, entonces para calcular el volumen total requerido por el sistema partimos de la siguiente ecuación.

$$V_t = 3Q \tag{83}$$

Dónde:

Vt: Volumen total requerido por el sistema

Q= Máximo caudal requerido por el sistema 1,03 GPM

Reemplazando los valores en la ecuación (83) y calculando tenemos:

$$V_t = 3 (1,03 \text{ GPM})$$

$$V_t = 3,09 \text{ GPM}$$

Con el valor calculado del Vt procedemos a dimensionar el tanque hidráulico para lo cual se ha decidido asumir un recipiente cilíndrico de 12,5cm de radio, para posteriormente determinar la altura del mismo partiendo de la siguiente ecuación.

$$V_t = \pi r^2 h \quad (84)$$

Dónde:

Vt: Volumen total requerido por el sistema

r: Radio del recipiente cilíndrico 12,5 [cm]

h: Altura del recipiente cilíndrico [cm]

Despejando h y reemplazando los valores en la ecuación (84) tenemos:

$$h = \frac{11.695,76 \text{ cm}^3}{\pi (12,5 \text{ cm})^2}$$

$$h = 24 \text{ cm}$$

Entonces determinamos que las dimensiones mínimas del tanque hidráulico es de 25cm de diámetro x 24cm de altura.

**4.10.5** *Tiempo real de salida del vástago del cilindro.* Primero determinamos la velocidad de salida despejando la ecuación (19) y tenemos lo siguiente.

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{6,61 \times 10^{-5} \text{ [m}^3 \text{ /s]}}{1,2566 \times 10^{-3} \text{ [m}^2 \text{ ]}}$$

$$V = 0,0526 \text{ [m /s]}$$

Con este valor calculado se despeja  $t$  de la ecuación (20) y tenemos lo siguiente:

$$t = \frac{z}{v}$$

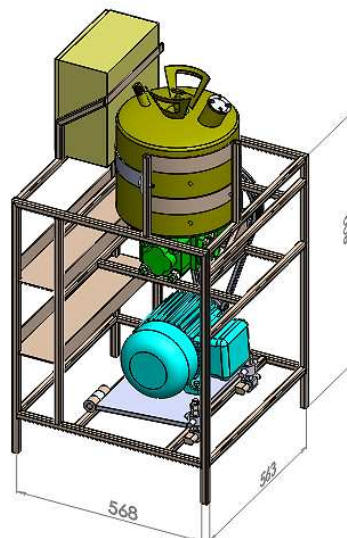
$$t = \frac{0,70 \text{ [m]}}{0,0526 \text{ [m /s]}}$$

$$t = 13,3 \text{ segundos.}$$

#### 4.11 Diseño de la estructura soporte de accesorios del sistema eléctrico, hidráulico y transmisión

Para el diseño y el cálculo de la estructura soporte de los accesorios del sistema eléctrico, hidráulico y de transmisión se modela en un software de elementos finitos como indica a continuación.

Figura 119. Modelación estructura

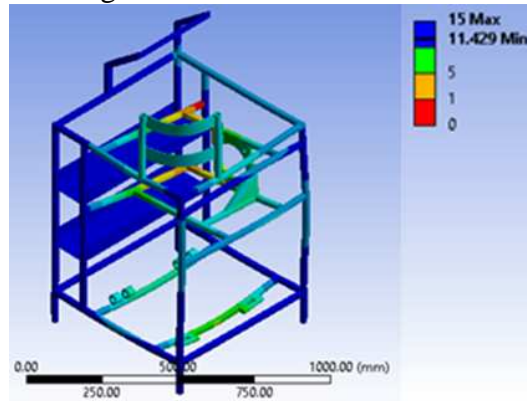


Fuente: Autores

Realizando el análisis de la estructura en el software de elementos finitos, obtenemos un coeficiente de seguridad.



Figura 120. Análisis estructura



Fuente: Autores

El coeficiente de seguridad obtenido es 11,4 para nuestro caso es aceptable y se interpreta que la estructura soportará sin problema alguno.

## **CAPÍTULO V**

### **5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA**

Para la construcción de la dobladora de cerchas tipo tubo con mando hidráulico es necesario contar con un sin número de máquinas, herramientas, materiales, instrumentos de medida, etc. los que se detallan a continuación:

#### **5.1 Infraestructura**

Planta de producción de asientos de Carrocerías Altamirano.

#### **5.2 Máquinas herramientas**

- Torno.
- Fresadora.
- Soldadora Mig.
- Cortador Plasma.
- Pulidora.
- Tronzadora.
- Compresor.
- Taladro de pedestal.
- Taladro de mano.
- Esmeril.
- Dobladora.
- Cizalla.

#### **5.3 Herramientas manuales**

- Picos.
- Palas.

- Carretilla.
- Brocas para acero.
- Herramientas de torno, fresa y cepillo.
- Limas.
- Martillos.
- Llaves de boca y corona.
- Rayador.
- Sierra de arco.
- Templadores.
- Mesas con mordazas.
- Prensas tipo C.
- Entenalla.
- Pistola de Pintar por gravedad.

#### **5.4 Instrumentos de medición y verificación**

- Calibrador pie de rey.
- Flexómetro.
- Nivel.
- Compás.
- Escuadras.
- Multímetro.

#### **5.5 Equipos y accesorios**

- Motor.
- Bomba.
- Válvula direccional.
- Cilindro Hidráulico.
- Tanque reservorio de aceite.
- Panel eléctrico.
- Pernos.
- Manómetro de presión de aceite.
- Mangueras.

- Abrazaderas.
- Aceite Hidráulico.

## 5.6 Materia Prima

Los materiales nombrados a continuación se compraron de acuerdo a las dimensiones de los planos realizados por los autores.

- Plancha de acero de bajo carbono de 25, 22,19, 16, 12, 6 mm de espesor.
- Tubo cuadrado de 25 x 2mm.
- Ejes de transmisión de ½, 5/8, ¾, 7/8, 1, 1 ¼, 1 ½, 2, 2 ½, 3, pulgadas.
- Platina de 2" x 1/8.

## 5.7 Insumos y consumibles

- Discos de corte de 7" y de 14".
- Electrodo E-6011, E-7018, ER70S-6 (0,9mm de diámetro).
- Cilindro de CO2.
- Consumibles de la cortadora plasma.
- Lijas de hierro No 80, 36 lijas de agua 150, 100, 80; lustre.
- Desoxidante.
- Pintura poliuretano color blanco y azul.
- Fondo.
- Diluyente.

## 5.8 Detalle de la construcción

Para describir el detalle de la construcción nos ayudaremos con el desarrollo de las operaciones tecnológicas que detallamos en la Tabla. 47

Tabla 47. Operaciones tecnológicas de la construcción de la máquina

SISTEMA	ELEMENTO	DESIG.	Nº	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (horas)
BASTIDOR	Sistema de curvado	P1	1	Trazado	0,50
			2	Excavación de tierra	2,00

Fuente: Autores

Tabla 47. (Continuación)

			3	Corte	1,00
			4	Soldado (MIG)	1,00
			5	Fijación con hormigón armado	2,00
	Estructura del sistema de transmisión, hidráulico y eléctrico	P2	6	Trazado	5,00
			7	Corte	5,00
			8	Taladrado	0,50
			9	Soldado (MIG)	8,00
			10	Pulido	1,00
			11	Preparado y pintado	4,00
<b>SUJECIÓN Y CURVADO</b>	Riel base de la curva	P3	12	Trazado	4,00
			13	Corte (plasma)	3,00
			14	Esmerilado	2,00
			15	Soldado (MIG)	4,00
			16	Taladrado	0,50
			17	Pulido	0,50
			18	Preparado y pintado	4,00
			Prensas	P4	19
	20	Corte (Plasma)			1,00
	21	Doblado			0,50
	22	Taladrado			0,50
	23	Esmerilado			0,50
	24	Torneado (Tornillo)			1,00
	25	Roscado			6,00
	26	Soldado (MIG)			1,00
	27	Pulido			0,50
	28	Preparado y pintado			2,00
	<b>BRAZO CURVADOR</b>	Brazo soporte	P5	29	Trazado
30				Corte (Plasma)	1,00
31				Taladrado	0,50
32				Esmerilado	0,50
33				Soldado (MIG)	1,00
34				Pulido	0,50
35				Preparado y pintado	1,00
Rodillo				P6	36
		37	Corte (Plasma)		0,50
		38	Taladrado		0,50
		39	Esmerilado		0,50
		40	Soldado (MIG)		1,00
		41	Pulido		0,50
Tornillo de sujeción		P7	42	Preparado y pintado	1,00
			43	Trazado	0,25
			44	Corte (Plasma)	0,25
			45	Esmerilado	0,25
			46	Torno	1,00
			47	Roscado	1,00
			48	Soldado MIG	0,50
			49	Pulido	0,25
	50		Preparado y pintado	1,00	
	<b>CAÑAS DESMONTABLES</b>		De prensa	P8	51
52		Corte (Plasma)			1,00
53		Esmerilado			1,00
54		Taladrado			0,50
55		Preparado y pintado			1,00
De rodillo		P9	56	Trazado	0,25
			57	Corte (Plasma)	0,25
			58	Esmerilado	0,50

Tabla 47. (Continuación)

			59	Taladrado	0,25
			60	Preparado y pintado	0,25
<b>TRANSMISIÓN</b>	Polea motriz (3 [in])	P10	61	Torneado	1,00
			62	Fresado	0,50
			63	Roscado	1,00
			64	Lijado	1,00
<b>ELÉCTRICO</b>	Caja de control	P11	65	Trazado	3,00
			66	Corte	0,25
			67	Doblado	0,50
			68	Soldado(MIG)	0,50
			69	Preparado y Pintado	0,50
			70	Instalación de Breques	0,50
			71	Instalación de Botoneras	0,50
			72	Ensamblaje y conexiones eléctricas	1,00
<b>TOTAL (horas)</b>					<b>91,85</b>



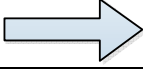


Fuente: Autores

Se debe tomar muy en cuenta que en la tabla no se contemplan los tiempos muertos.

**5.8.1** *Curso grama de construcción de los componentes de la máquina.* El tiempo empleado se indica en horas y se localiza a la izquierda de cada proceso.

A continuación se indica en la Tabla. 48 la nomenclatura de las operaciones tecnológicas realizadas.

Tabla 48. Nomenclaturas de operaciones tecnológicas

<b>SÍMBOLO</b>	<b>DENOMINACIÓN</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	Operación	Indica que se altera el estado de un elemento con el que se está trabajando. Fase del proceso, método o procedimiento: clavar, atornillar, agujerear, etc.
	Inspección	Indica que se verifica la calidad, la cantidad o ambas conforme a especificaciones preestablecidas.
	Transporte	Indica el movimiento físico de los trabajadores, materiales, equipos y accesorios de un lugar a otro.
	Espera	Indica que hay un elemento dado detenido esperando a que se produzca un proceso anterior. Periodo de tiempo en el que se registra inactividad de los operarios, materiales, equipos o accesorios
	Almacenamiento	Indica depósito de un objeto bajo vigilancia en un almacén según el criterio de clasificación previamente determinado

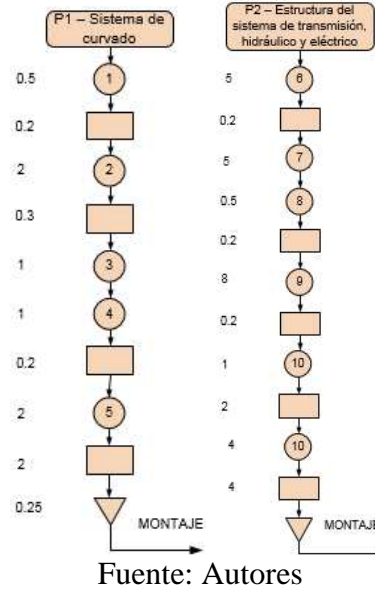
Fuente: Autores

En los curso gramas también se observaran los tiempos muertos representados por un

rectángulo los cuales afectan el tiempo total real empleado en la construcción de cada elemento.

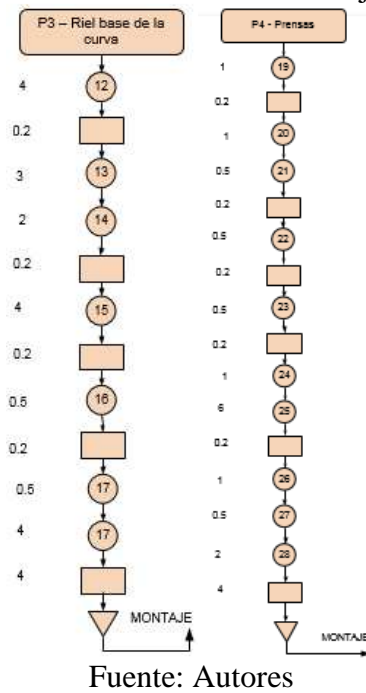
### 5.8.1.1 Construcción del bastidor

Figura 121. Construcción del bastidor



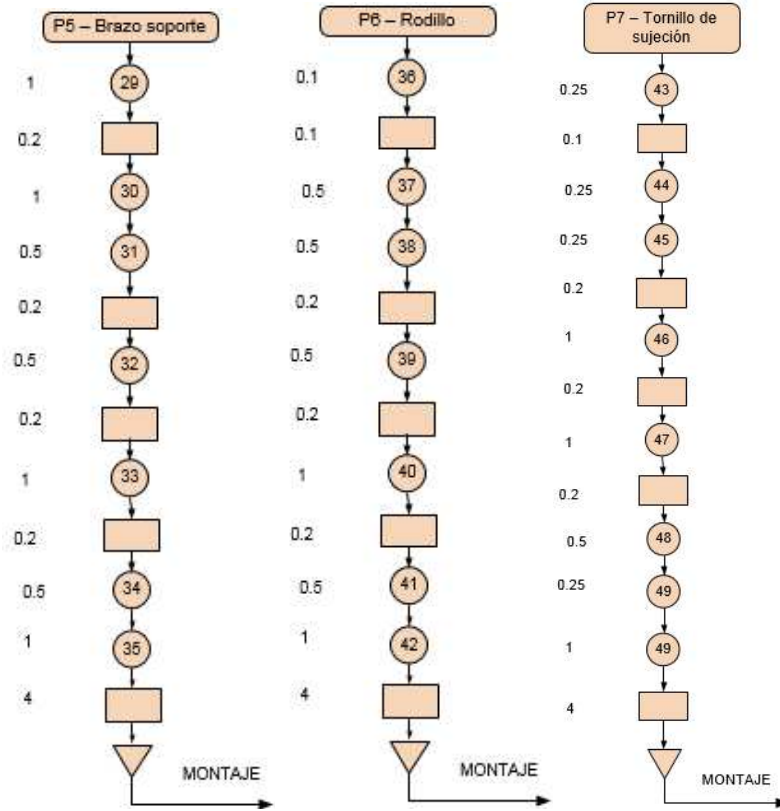
### 5.8.1.2 Construcción del sistema de sujeción y curvado

Figura 122. Construcción del sistema de sujeción y curvado



### 5.8.1.3 Construcción del brazo curvador

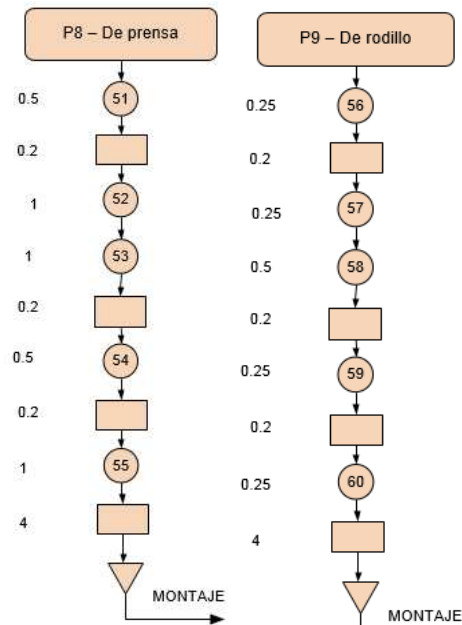
Figura 123. Construcción del brazo curvador



Fuente: Autores

#### 5.8.1.4 Construcción de las cañas desmontables

Figura 124. Construcción de las medias cañas

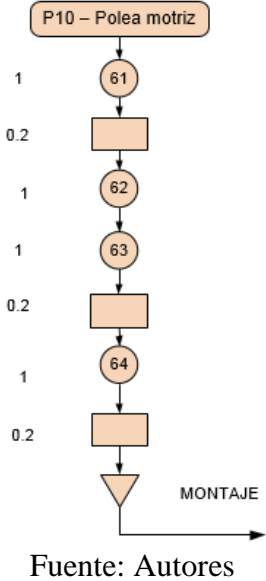


Fuente: Autores

#### 5.8.1.5 Sistema de transmisión

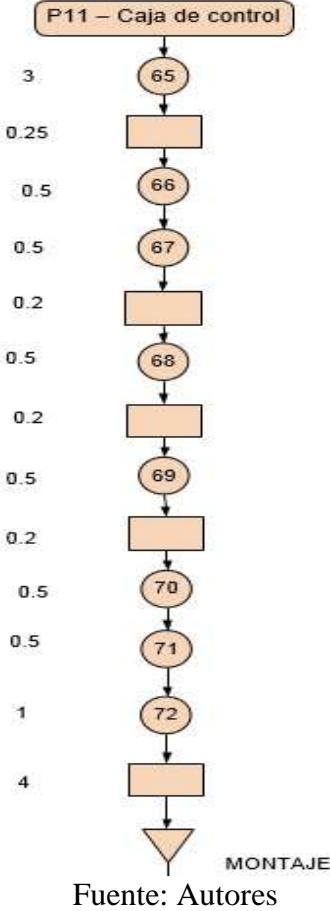


Figura 125. Construcción de la polea motriz



5.8.1.6 Sistema eléctrico

Figura 126. Construcción de la caja de control



Tiempos utilizados por las máquinas herramientas en la construcción de la dobladora.

En la Tabla se indican los tiempos utilizados por las máquinas herramientas, herramientas manuales y la mano de obra en la construcción de la dobladora.

Tabla 49. Tiempos utilizados en las máquinas herramientas, herramientas manuales y mano de obra

Pieza	Cant.	Tiempo [horas]													Total [h]
		Torno	Fresadora	Taladro de pedestal	Taladro de mano	Tronzadora	Esmeril	Pulidora	Plasma	Soldadora Mig	Dobladora	Cizalla	Compresor	Herramientas manuales, medición y verificación	
P1	1							1	1				4,5	6,5	
P2	1				0,5	2,5		1	2,5	8		1	8	23,5	
P3	1			0,5			2	0,5	3	4		2	6	18	
P4	5	7		0,5			0,5	0,5	1	1	0,5	1	2	14	
P5	1			0,5			0,5	0,5	1	1		0,5	1,5	5,5	
P6	1			0,5			0,5	0,5	0,5	1		0,5	0,6	4,1	
P7	1	2					0,25	0,25	0,25	0,5		0,5	0,75	4,5	
P8	5			0,5			1		1			0,5	1	4	
P9	1			0,25			0,5		0,25			0,15	0,35	1,5	
P10	1	2	0,5					1						3,5	
P11	1									0,5	0,5	0,25	0,25	6,75	
<b>TOTAL</b>		11	0,5	2,75	0,5	2,5	5,25	4,25	10,5	17	1	0,25	6,4	91,85	

Fuente: Autores

## 5.9 Montaje de los elementos de la dobladora

En el montaje de cada elemento de la dobladora, se ejecutaron las siguientes operaciones tecnológicas que se detallan a continuación.

Tabla 50. Operaciones tecnológicas del montaje de la dobladora

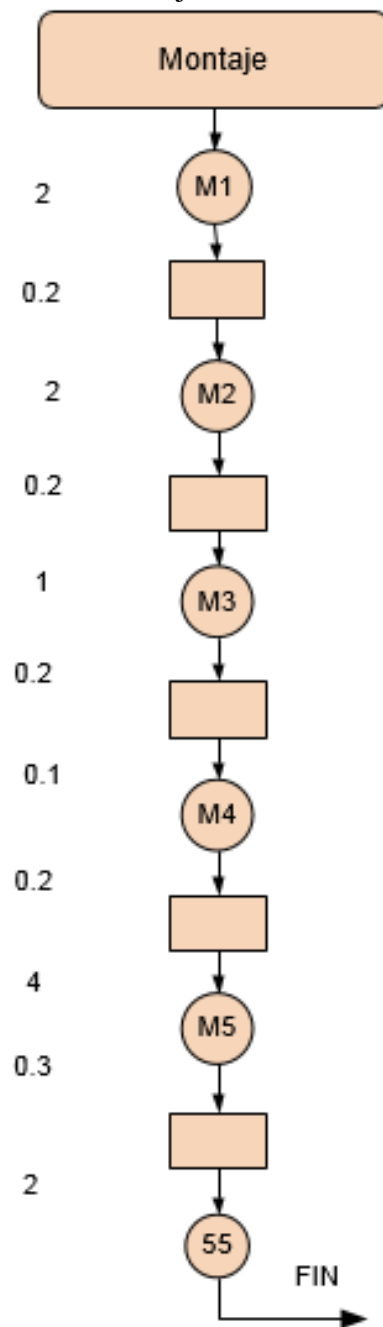
Item	Proceso	Observación
M1	Montaje del bastidor	Revisar los sistemas de anclaje rápido.
M2	Montaje del sistema de sujeción y curvado	Verificar dimensiones, alineación y apriete en las prensas
M3	Montaje del brazo curvador	Verificar el apriete del tornillo al rodillo Verificar rodadura del rodillo Verificar tolerancias entre los elementos
M4	Montaje de las medas cañas desmontables	Verificar las tolerancias
M5	Montaje del sistema de transmisión	Verificar distancia entre ejes y alineamiento de las poleas
M6	Montaje del sistema eléctrico	Revisar las conexiones eléctricas

Fuente: Autores

### 5.9.1 Curso gram de montaje de la dobladora. Los procesos y los tiempos utilizados

en el acoplamiento de las piezas de la dobladora se indican en el siguiente curso grama.

Figura 127. Montaje total de la máquina



Fuente: Autores

Si sumamos los tiempos de cada proceso tenemos el tiempo total de montaje de la dobladora de 12,2 horas.

## CAPÍTULO VI

### 6. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

#### 6.1 Informes de pruebas de campo

##### 6.1.1 *Informe de prueba de funcionamiento N° 01*

###### 6.1.1.1 *Datos informativos*

Nombre:

Fecha:

Tema: Prueba de giro del brazo curvador.

###### 6.1.1.2 *Objetivos*

***Objetivo general.*** Verificar que el giro y funcionamiento del brazo recorra la trayectoria del riel de la curva base requerida para obtener la curvatura del tubo deseada.

###### ***Objetivos específicos:***

- Comprobar el recorrido del rodillo cuando aprieta y desaprieta la media caña, el perno y sus elementos.
- Comprobar la holgura de la media caña en el riel de doblado y el brazo.
- Verificar el desplazamiento del brazo en el radio establecido.

###### 6.1.1.3 *Herramientas y materiales utilizados*

- Calibrador.
- Flexómetro.

- Compás.
- Llaves de boca y corona.

**6.1.1.4 Análisis.** Una vez armado el brazo en el riel de doblado con todos sus elementos y partes se procede a mover el brazo manualmente y en forma muy lenta pudiendo comprobar así la trayectoria del recorrido con el compás.

A continuación giramos el perno en sentido horario y anti horario verificando así el desplazamiento del rodillo en lo cual nos encontramos que se remuerde el rodillo por lo cual procedemos a colocar una rodela plana en cada perno de la parte superior de la base de la rosca del perno una vez corregido la falla procedemos a comprobar obteniendo el resultado deseado.

## **6.1.2 Informe de prueba de funcionamiento N° 02**

### **6.1.2.1 Datos informativos**

Nombre

Fecha

Tema: Prueba del funcionamiento de las prensas que sujetan al tubo

### **6.1.2.2 Objetivos**

**Objetivo general.** Comprobar que el sistema de sujeción por prensas del tubo funcione correctamente

#### **Objetivos específicos:**

- Verificar que el apriete de la prensa hacia el tubo no tenga juego.
- Revisar que el tornillo de la prensa entre y salga de la tuerca sin problemas.
- Observar que los componentes de las prensas no presenten ningún tipo de deformación visual.

### **6.1.2.3 Herramientas y materiales**

- Elementos que componen el sistema de sujeción del tubo.
- Un tubo cuadrado de 50 x 50 x 2mm.

**6.1.2.4 Análisis.** Al término de la construcción de las prensas procedemos a la verificación de su funcionamiento colocando el tubo cuadrado de 50x50x2mm el cual se utilizará ya en el trabajo de la máquina, comprobamos la entrada y salida del tornillo en la tuerca de la prensa , ajustamos el tornillo dando presión al tubo a través de la media caña , luego aplicamos la fuerza de doblado en la curva y verificamos si resiste o no los accesorios de la prensa, obteniendo buenos resultados y sin ninguna complicación lo que nos garantiza una duración y larga vida de la máquina.

### **6.1.3 Informe de prueba de funcionamiento N° 03**

#### **6.1.3.1 Datos informativos**

Nombre:

Fecha:

Tema: Ensamblaje del motor, bomba y alineación de las bandas

#### **6.1.3.2 Objetivos**

**Objetivo general.** Verificar el correcto funcionamiento de la transmisión

#### **Objetivos específicos:**

- Comprobar si los taladros de las bases de la bomba y motor estén bien realizados.
- Colocar las poleas seleccionadas y verificar sean paralelas.
- Verificar que las bandas no se salgan de sus guías cuando el motor este girando para evitar los problemas.

### **6.1.3.3 Herramientas y materiales**

- Estructura del sistema hidráulico.
- Poleas.
- Bandas.
- Motor.
- Bomba.

**6.1.3.4 Análisis.** En el momento que terminamos de construir la estructura del sistema hidráulico procedemos al ensamble del motor y la bomba con sus respectivas poleas damos un pequeño reajuste a los pernos, alineamos las poleas y ajustamos los pernos, colocamos las bandas y templamos las mismas. Encendemos el motor y observamos si las bandas están o no alineadas logrando así el propósito anhelado.

### **6.1.4 Informe de prueba de funcionamiento N° 04**

#### **6.1.4.1 Datos informativos**

Nombre:

Fecha:

Tema: Prueba del sistema hidráulico

#### **6.1.4.2 Objetivos**

**Objetivo General.** Comprobación del funcionamiento del sistema hidráulico

#### **Objetivos Específicos**

- Verificar la presión de trabajo en el manómetro.
- Verificar velocidades de entrada y salida del cilindro hidráulico.
- Controlar que no existan fugas de aceite.
- Manipular de forma adecuada la válvula distribuidora.

### **6.1.4.3 Herramientas y Materiales**

- Elementos del sistema hidráulico.
- Manómetro de presión de aceite.

**6.1.4.4 Análisis.** Después de un ardo trabajo de construcción y ensamblaje podemos darle funcionamiento a la parte más importante de la máquina que es el sistema hidráulico empezando por la colocación del aceite hidráulico verificando que no haya fugas en el tanque, encendemos el motor para dar presión de aceite a las mangueras y realizamos la misma inspección de fugas de aceite una vez solucionado lo de las fugas procedemos a medir las presiones en diferentes puntos del sistema de igual manera controlamos la velocidad de salida y retorno del cilindro hidráulico lo que nos permite dar fiel testimonio de su funcionamiento.

## **6.2 Análisis y discusión de resultados**

Una vez realizadas las pruebas de campo analizando los informe de funcionamiento se puede decir que después de terminar un trabajo, se debe realizar las pruebas pertinentes según su funcionamiento lo cual nos permitirá hacer cualquier rectificación o cambio de algún sistema lo que no se puede hacer al momento que la maquina ya esté terminada.

Entonces podemos decir que el funcionamiento de la máquina se cumplió dentro de los parámetros calculados y como conclusión manifestamos que la máquina si funciona satisfactoriamente.



## CAPÍTULO VII

### 7. MANUAL DE OPERACIÓN Y PLAN DE MANTENIMIENTO

#### 7.1 Manual de operaciones para el usuario

**7.1.1 Operación.** La operación de la maquina es de mucho cuidado, atención y concentración en todos los procedimientos, el perfil tubular cuadrado de 50x50x2mm es montado a la distancia previamente marcada en el riel soporte para ser asegurado mediante las prensas, luego se debe colocar y verificar que la caña desmontable este muy bien posicionada y alineada en el rodillo, posteriormente se acciona el motor eléctrico el cual transmite movimiento a través del sistema de transmisión a la bomba hidráulica la cual suministra fluido hidráulico hacia el cilindro, cuando la válvula es accionada , el cilindro ejerce la fuerza necesaria que permite doblar el perfil a la forma del riel de la curva base y se corta el suministro de energía para parar el funcionamiento de la máquina. Luego se procede a desmontar la media caña guía, aflojar las prensas, desmontar y volver a montar el perfil nuevamente a la dimensión previamente marcada y repetimos nuevamente el proceso descrito anteriormente hasta desmontar ya la cercha completamenteelaborada.

#### 7.1.2 *Requerimientos que debe tenerse en cuenta para operar la máquina*

- Leer este manual.
- El operario deberá ponerse los EPPs (Equipo de protección personal compuesto por: Overol. Botas de seguridad, casco, gafas, tapones de oído y guantes).
- Recibir una charla de capacitación sobre la operación de la máquina.
- Identificar, revisar y familiarizarse con cada sistema de la máquina.
- Leer, identificar y poner mucha atención a la señalética seguridad que se encuentra exhibida (Recuerde que esto puede salvar su vida).
- Realizar una prueba de simulación referente a la operación de la máquina con la ayuda de una persona capacitada.

- Lea los movimientos indicados en la Tabla. 51 antes de manipular y realizar una maniobra.

**7.1.3 Pasos que se deben seguir para operar la máquina.** La máquina será manipulada por 2 personas (un operario y un ayudante) los cuales estarán muy conscientes de los riesgos existentes que conllevan al realizar esta operación.

Tabla 51. Proceso de operación de la máquina.

<b>PROCESO</b>	
<b>1</b>	Revise el espesor del perfil a curvar, este no debe superar los 2mm.
<b>2</b>	Engrase el riel soporte donde se aloja el tubo.
<b>3</b>	Coloque el tubo sobre el riel soporte.
<b>4</b>	Apriete las 2 prensas para lograr que el tubo se ajuste a la forma del riel soporte.
<b>5</b>	Ubicar la caña desmontable formadora alineada.
<b>6</b>	Accionar el breque (ON) de la caja centralizada de conexiones eléctricas.
<b>7</b>	Operar la válvula hidráulica y proceda con el desplazamiento del brazo.
<b>8</b>	Detenga la máquina accionando el breque(OFF) de la caja centralizada de conexiones eléctrica.
<b>9</b>	Apriete las 3 prensas restantes para completar con la forma de la cercha.
<b>10</b>	Aflojar las 3 prensas.
<b>11</b>	Retirar la caña formadora.
<b>12</b>	Afloje las otras 2 prensas
<b>13</b>	Desmontar el tubo doblado (media cercha) y volver a montar el tubo a la dimensión previamente marcada para proceder a doblar la otra media cercha.
<b>14</b>	Repetir la secuencia a partir de apretar las tres prensas.
<b>15</b>	Desmontar el tubo doblado (cercha completa)

Fuente: Autores

## **7.2 Plan de Mantenimiento**

**7.2.1 Mantenimiento.**La máquina debe tener su propio registro de mantenimiento, debido a que las partes que se encuentran en movimiento necesitan un mantenimiento constante para mantener su eficiencia y eficacia en su funcionamiento diario para lo cual se menciona lo siguiente.

- Concientizar a los operarios sobre la importancia de realizar el mantenimiento de la máquina.
- Poseer las herramientas básicas necesarias, equipos y accesorios y material consumible en muy buenas condiciones.
- Para realizar el mantenimiento se debe tomar muy en cuenta que solamente las personas especializadas deben realizar el mantenimiento.
- Llevar un registro de los mantenimientos realizados para poder estimar posibles fallas y la frecuencia con que se deben realizar.

### ***Mantenimiento del cilindro hidráulico***

- Como en todos los elementos hidráulicos, la contaminación puede dañar el cilindro por lo que son muy importantes las prácticas generales de limpieza, tales como taponar orificios hasta que se conecten las líneas y es esencial un cuidado especial en el cilindro para asegurar una carga mínima sobre los cojinetes y juntas.

**7.2.2 Frecuencia del mantenimiento.** El período o frecuencia del mantenimiento se encuentra detallada en la Tabla. 52

Tabla 52. Manual de mantenimiento

<b>MANUAL DE MANTENIMIENTO</b>		
<b>MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS CUADRADOS DE 50x50x2mm</b>		
<b>ACTIVIDAD</b>	<b>FRECUENCIA</b>	<b>RESPONSABLE</b>
Limpieza externa	Diaria	Operador
Engrasar riel soporte	Cada 5 cerchas fabricadas.	Operador
Revisar sistema hidráulico	Cada 100 horas	Mecánico
Revisar sistema eléctrico	Cada 360 horas	Mecánico
Revisar sistema de transmisión	Cada 1200 horas	Mecánico
Revisar mordazas de prensas	Cada 360 horas	Mecánico
Revisar la caña desmontable formadora.	Cada 360 horas	Mecánico

Fuente: Autores

## CAPÍTULO VIII

### 8. ANÁLISIS ECONÓMICO- FINANCIERO

#### 8.1 Recursos

Debido a que la investigación y construcción de la máquinadobladora semiautomática de tubos cuadrados de 50x50x2mm utilizados como cerchas de las estructuras de las carrocerías de buses que se ha ejecutado satisfactoriamente es costosa, los recursos para este proyecto se consiguieron gracias al apoyo económico del Sr Aníbal Altamirano Gerente Propietario de Carrocerías Altamirano y las investigaciones, planos, cálculos y construcción de la máquina en lo que se refiere a la mano de obra se realizaron por parte de los autores de este documento.

#### 8.2 Recursos institucionales

Planta de producción de Carrocerías Altamirano.

#### 8.3 Análisis de costos

Los costos para la construcción de la máquina están divididos en costos directos y costos indirectos.

**8.3.1 Costos directos.** Los costos directos involucrados en este proyecto son: materia prima, mano de obra, equipos y herramientas, equipos de protección personal y el transporte, los cuales serán estudiados cada uno de ellos con el fin de obtener el costo total al sumar sus valores individuales obtenidos.

**8.3.1.1 Costos de materia prima.** Se refiere a todos los materiales de metalmecánica, electricidad, hidráulica, transmisión, materiales consumibles, materiales directos (elementos de sujeción) que físicamente forman parte de la máquina.

*Sistema de sujeción y curvado*

Tabla 53. Costos de fabricación del sistema de sujeción y curvado

Elemento	Material	Dimensiones requeridas	Cant.	Peso	Costo Unit.	Costo Neto
				[Kg]	[USD/Kg]	[USD]
<b>Bastidor</b>	Canal U 270 X80X8mm ASTM A-36	1000[mm]	6	27,75	1,20	199,80
	Cemento marca HOLCIN	1qq	2	50,00	0,17	17,00
	Arena	[m <sup>3</sup> ]	1	100,00	0,10	10,00
	Ripio	[m <sup>3</sup> ]	1	100,00	0,10	10,00
<b>Riel base</b>	Lámina ASTM A-36 <i>e = 15 [mm]</i>	1000x130 [mm <sup>2</sup> ]	2	15,24	1,52	46,33
	Lámina ASTM A-36 <i>e = 15 [mm]</i>	1880x130 [mm <sup>2</sup> ]	2	28,67	1,52	87,16
	Lámina ASTM A-36 <i>e = 15 [mm]</i>	350x350 [mm <sup>2</sup> ]	2	14,37	1,52	43,68
	Platina 200x15mm ASTM A-36	150 [mm]	6	3,53	2,27	48,08
	Platina 200x15mm ASTM A-36	80 [mm]	2	1,88	2,27	8,54
	Platina 200x15mm ASTM A-36	920 [mm]	1	21,65	2,27	49,15
	Lámina ASTM A-36 <i>e = 12 [mm]</i>	25x50 [mm <sup>2</sup> ]	6	0,12	1,47	1,06
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi = 1 \frac{1}{2}$ [in]	100 [mm]	7	0,80	5,30	29,68
<b>Prensas</b>	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi = 1 \frac{1}{4}$ [in]	280 [mm]	6	1,55	5,30	49,29
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi = 2$ [in]	35 [mm]	6	0,50	5,30	15,90
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi = 2$ [in]	120 [mm]	6	1,70	5,30	54,06
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi = 2$ [in]	320 [mm]	6	0,64	5,30	20,35
	Fuente: Autores					

	transmisión AISI 4340, $\phi$ = 3/4 [in]					
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi$ = 1 [in]	20 [mm]	24	0,07	5,30	8,90
	Lámina ASTM A- 36 $e = 12$ [mm]	50x160 [mm <sup>2</sup> ]	12	0,75	1,47	13,23
	Lámina ASTM A- 36 $e = 12$ [mm]	60x40 [mm <sup>2</sup> ]	6	0,23	1,47	2,03
	Lámina ASTM A- 36 $e = 12$ [mm]	50x200 [mm <sup>2</sup> ]	12	0,94	1,47	16,58
	Lámina ASTM A- 36 $e = 12$ [mm]	50x230 [mm <sup>2</sup> ]	6	1,08	1,47	9,53
<b>Brazo curvador</b>	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi =$ 2 [in]	13 [mm]	1	0,19	5,30	1,00
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi =$ 2 ½ [in]	490 [mm]	1	10,86	5,30	57,56
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi =$ 3 [in]	50 [mm]	1	1,6	5,30	8,48
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi =$ 1 ¼ [in]	20 [mm]	2	0,11	5,3	1,17
	Acero de transmisión AISI 4340, $\phi =$ 3/4 [in]	50 [mm]	1	0,10	5,3	0,53
	Lámina ASTM A- 36 $e = 15$ [mm]	150x1140[mm <sup>2</sup> ]	2	20,14	1,52	61,23
	Lámina ASTM A- 36 $e = 15$ [mm]	150x130[mm <sup>2</sup> ]	1	2,29	1,52	3,48
	Lámina ASTM A- 36 $e = 15$ [mm]	220x120[mm <sup>2</sup> ]	2	3,10	1,52	9,42
	Lámina ASTM A- 36 $e = 12$ [mm]	700x150[mm <sup>2</sup> ]	1	12,36	1,47	18,17
	Lámina ASTM A- 36 $e = 6$ [mm]	200x200[mm <sup>2</sup> ]	2	1,88	1,40	5,26

Tabla 53. (Continuación)

	Lámina ASTM A-36 $e = 25 [mm]$	250x150[mm <sup>2</sup> ]	1	7,21	1,79	12,90
<b>Rodillo</b>	Acero ASTM A – 36 = 15 [mm]	275X275 [mm <sup>2</sup> ]	2	8,90	1,52	27,06
	Tubo redondo de 10 ½x15mm	100 [mm]	1	4,51	3	13,53
<b>Cañas desmontables</b>	Lámina ASTM A-36 $e = 25 [mm]$	250x100 [mm <sup>2</sup> ]	6	4,81	1,79	51,66
	Lámina ASTM A-36 $e = 25 [mm]$	300x590 [mm <sup>2</sup> ]	1	34,04	1,79	60,93
<b>TOTAL</b>						<b>1.072,73</b>

Fuente: Autores

*Estructura metálica soporte de la bomba hidráulica, depósito hidráulico, motor eléctrico y caja centralizada*

Tabla 54. Costos de estructura metálica soporte.

<b>Elemento</b>	<b>Material</b>	<b>Dimensiones requeridas</b>	<b>Cant.</b>	<b>Peso</b>	<b>Costo Unit.</b>	<b>Costo Neto</b>
				[Kg]	[USD/Kg]	[USD]
<b>Estructura metálica soporte del sistema de transmisión, hidráulico, y eléctrico</b>	Lámina ASTM A-36 $e = 12 [mm]$	400x300[mm <sup>2</sup> ]	1	11,3	1,47	16,61
	Platina de 50x5mm	1000 [mm]	3	1,58	1,29	6,11
	Platina de 20x3mm	400 [mm]	3	0,18	1,05	0,57
	Canal U 150 X50X3mm ASTM A-36	600[mm]	2	3,39	1,47	9,97
	Tubo cuadrado 25x25x2mm acero ASTM A – 36	1050 [mm]	4	1,42	1,82	10,34
	Tubo cuadrado 25x25x2mm acero ASTM A – 36	900 [mm]	4	1,22	1,82	8,88
	Tubo cuadrado 25x25x2mm acero ASTM A – 36	550 [mm]	14	0,75	1,82	19,11

	Tubo cuadrado 25x25x2mm acero ASTM A – 36	400 [mm]	2	0,54	1,82	1,97
	Tubo cuadrado 25x25x2mm acero ASTM A – 36	300 [mm]	2	0,41	1,82	1,49
	Tubo cuadrado 20x20x2mm acero ASTM A – 36	300 [mm]	2	0,32	1,88	1,20
<b>TOTAL</b>						<b>76,25</b>

Fuente: Autores

### *Sistema eléctrico*

Tabla 55. Costos de fabricación del sistema eléctrico

Elemento	Material	Dimensiones/ designación	Cant.	Costo Unit.	Costo Neto
				[USD]	[USD]
<b>Sistema eléctrico</b>	Breaker trifásico marca LG BKN C40	40 [A]	1	58,00	58,00
	Motor eléctrico trifásico marca Weg	3 [HP]	1	300	300,00
	Cables calibre 10 AGW (5.26mm) 600V	Longitud en[m]	18	0,8	14,40
	Caja de Controles eléctricos	Unidad	1	35	35,00
	Cerradura	Unidad	1	3	3,00
<b>TOTAL</b>					<b>410,40</b>

Fuente: Autores

### *Sistema hidráulico*

Tabla 56. Costos de fabricación del sistema hidráulico

Elemento	Material	Dimensiones/ designación	Cant.	Costo Unit.	Costo Neto
				[USD]	[USD]
<b>Sistema hidráulico</b>	Bomba hidráulica Marca Caterpillar	Unidad	1	700	700,00
	Válvula direccional 4x3	Unidad	1	300	300,00
	Deposito hidráulico	Unidad	1	100	100,00
	Cilindro hidráulico Marca Caterpillar	Unidad	1	700	700,00
	Manómetro Marca International FPA	Unidad	1	60	60,00
	Aceite hidráulico SAE 150	Galón	1	50	50,00
	Mangueras de presión 3600 psi WP 250 Mpa	Longitud en[m]	4	20	80,00



	Manguera anillada de $\varnothing = 30\text{mm}$	Longitud en[m]	3	5	15,00
<b>TOTAL</b>					<b>2.005,00</b>

Fuente: Autores

### Sistema de transmisión

Tabla 57. Costos del sistema de transmisión

Elemento	Material	Dimensiones/ designación	Cant.	Costo Unit.	Costo Neto
				[USD]	[USD]
Sistema de transmisión	Polea de aluminio marca Ecuapolea	$\varnothing = 10$ [pulg], 2 canales	1	50	50,00
	Polea de acero	$\varnothing = 3$ [pulg], 2 canales	1	20	20,00
	Banda en V de goma Marca Texpore	A-46, tipo A	2	15	30,00
<b>TOTAL</b>					<b>100,00</b>

Fuente: Autores

### 8.3.1.2 Materiales directos

Tabla 58. Costo de materiales directos

Descripción	Material/ Norma	Dimensiones/ designación	Cant.	Valor Unit.	Costo neto
				[USD]	[USD]
Pernos de cañas desmontable	Acero	Alen $\varnothing = 1/2 \times 2$ [in]	10	0,80	8,00
		Alen $\varnothing = 5/16 \times 2$ [in]	24	0,60	14,40
Perno Brazo	Acero	$\varnothing = 3/8 \times 11/2$ [in] grado 8 con arandela plana	4	0,40	1,60
		$\varnothing = 1/2 \times 2$ [in] grado 8 con arandela de presión.	8	0,80	6,40
		$\varnothing = 11/2 \times 7$ [in] con tuerca	1	14,5	14,5

<b>Pernos motor</b>	Acero	$\varnothing = 3/8 \times 11/2$ [in] (con tuercas y arandelas)	4	0,50	2,00
<b>Pernos Bomba hidráulica</b>	Acero	$\varnothing = 1/2 \times 2$ [in] (con tuercas y arandelas)	4	1	4,00
<b>Pernos templadores de la banda</b>	Acero	$\varnothing = 5/8 \times 7$ [in] (con doble tuerca)	2	2	4,00
<b>Remaches</b>	Aluminio	$\varnothing = \frac{3}{16} \times 1/2$ [in]	2	0,05	0,10
<b>Bisagras placa templadores</b>	Acero	$\varnothing = 3/4 \times 4$ [in]	2	5	10,00
<b>Graseros rectos</b>	Acero	$\varnothing = \frac{1}{4}$ [in] rectos	2	0,40	0,80
<b>Pernos de cilindro hidráulico</b>	Acero	$\varnothing = 1\frac{1}{2} \times 10\frac{1}{2}$ [in] (con tuerca)	2	15	30,00
<b>Perno del rodillo</b>	Acero	$\varnothing = 1 \times 8$ [in] (con arandelas y tuerca)	1	4	4,00
<b>Pernos de deposito</b>	Acero	$\varnothing = 3/8 \times 3$ [in] (con tuerca y arandelas)	1	0,60	0,60
<b>TOTAL</b>					<b>100,40</b>

Fuente: Autores

### 8.3.1.3 Materiales consumibles

Tabla 59. Costo de materiales consumibles

Descripción	Material/ Norma	Dimensiones designación /	Cant.	Valor Unit.	Total neto
				[USD]	[USD]
<b>Soldadura</b>	Electrodos, AWS	6011 [lb]Aga	10	0,80	8,00
	Electrodos, AWS	7018 [lb]Aga	2	1,50	3,00
	Alambre Mig 0.9 [mm]	Elektro[lb]	35	1,20	42,00
	Cilindro de CO <sub>2</sub>	Aga [Kg]	1	25	25,00
<b>Cortar</b>	Electrodo de plasma	Unidad	2	3,00	6,00
	Tobera de plasma	Unidad	2	3,50	7,00

	Disco de cortar	7"	2	2,25	4,50
	Disco de cortar	14"	2	3,75	7,50
<b>Pulir</b>	Disco de pulir	7"	5	1,75	8,75
<b>Pintura</b>	Guaype	[lb]	5	1,25	6,25
	Cernideros de pintura	Unidad	2	0,40	0,80
	Thinner	Diluyente [gal]	1	6	6,00
	Desoxidante	[gal]	1	14	14,00
	Fondo Uniprimer	Anticorrosiva [gal]	1	20	20,00
	Pintura de acabado	Poliuretano [gal]	1	35	35,00
<b>Lijas</b>	Hierro N° 80	Unidad	5	0,5	2,50
	De agua N° 80	Unidad	15	0,40	6,00
	De agua N° 100	Unidad	8	0,35	2,80
	De agua N° 150	Unidad	7	0,30	2,10
<b>Lustre</b>	Lustre N° 4	Unidad	5	1	5,00
<b>TOTAL</b>					<b>212,20</b>

Fuente: Autores

### 8.3.1.4 Costo de mano de obra

Tabla 60. Costo de mano de obra

<b>Operario</b>	<b>Cant.</b>	<b>Salario real/ hora</b>	<b>Horas-hombre</b>	<b>Subtotal</b>
		<i>[25]</i>		
		<i>[USD/h]</i>	<i>[h]</i>	<i>[USD]</i>
Maestro albañil	1	3,12	4	12,48
Maestro metalmecánico	1	3,50	31,7	110,95
Tornero, fresador, taladrador	1	3,50	14,75	18,25
Soldador y armador	1	3,50	21	73,50
Preparador , Pintor	1	2,82	12,4	15,22
Maestro Eléctrico	1	3,80	2	7,60
Maestro de parte hidráulica	1	5	8	40,00
<b>TOTAL</b>				<b>278,00</b>

Fuente: Autores

### 8.3.1.5 Costo de equipos y herramientas

Tabla 61. Costo de equipos y herramientas

Denominación	Descripción	Costo x hora	Horas equipo	Total
		[USD/h]	[h]	[USD]
<b>Equipos y herramientas</b>	Torno	11,50	11	126,50
	Cizalla	1,15	0,25	0,29
	Taladro pedestal	1,75	2,75	4,81
	Taladro manual	0,85	0,5	0,43
	Tronzadora	1,25	2,5	3,12
	Esmeril	1,16	5,25	6,09
	Dobladora de tol	1,35	1	1,35
	Fresadora	10,00	0,5	5,00
	Pulidora	1,22	4,25	5,19
	Soldadora Mig	3,5	17	59,50
	Plasma	3,50	10,5	36,75
	Compresor	2,94	6,4	18,80
Herramientas menores		1,43	29,5	42,19
<b>TOTAL</b>				<b>310,02</b>

Fuente: Autores

### 8.3.1.6 Costo de equipos de protección personal

Tabla 62. Costo de equipos de protección personal

Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
		[USD]	[USD]
Overol	1	25	25,00
Casco	1	10	10,00
Zapatos de seguridad	1	45	45,00
Tapones de oídos	1	3	3,00
Guantes	1	2	2,00
Gafas	1	3	3,00
Señalética de seguridad	3	5	15,00
<b>TOTAL</b>			<b>103,00</b>

Fuente: Autores

**8.3.1.7 Costos por transporte de materiales.** El costo por transporte tiene un valor estimado de 80 dólares en razón que todos estos se los encuentro en el mercado nacional

con mucha facilidad.

**8.3.1.8 Valor total de costos directos.** La Tabla. 52 muestra en resumen los costos totales directos.

Tabla 63. Costos totales directos

Descripción		Valor
		[USD]
Materia prima	Sistema de sujeción y curvado	1.072,73
	Estructura metálica soporte de la bomba hidráulica, depósito hidráulico, motor eléctrico y caja centralizada.	76,25
	Sistema eléctrico	410,40
	Sistema hidráulico	2.005,00
	Sistema de transmisión	100,00
	Materiales directos	100,40
	Materiales consumibles	212,20
Mano de obra		278,00
Equipos y herramientas		310,02
Equipos de protección personal		103,00
Transporte		80,00
<b>TOTAL</b>		<b>4.748,00</b>

Fuente: Autores

**8.3.2 Costos indirectos.** Este se refiere al costo ingenieril que tiene un agregado del 20% del costo total directo y está involucrado con el diseño y construcción de la máquina.

Tabla 64. Costos totales indirectos

Costos ingenieriles	Cantidad	Precio unitario	Precio total
	[h]	[USD/h]	[USD]
Supervisión de construcción	----	----	949,60
Diseño			
<b>TOTAL</b>			<b>949,60</b>

Fuente: Autores

**8.3.3 Costos totales.** El costo total se refiere a la suma de los costos directos más los costos indirectos cabe recalcar que estos precios ya tienen incluido el impuesto al valor agregado (IVA), que es el 12% del costo del elemento o producto; este valor válido para nuestro país. Sumando estos valores se tiene 5.697,60 U.S.D.(Cinco mil seiscientos

noventa y siete con 60/100 dólares Americanos).

**8.3.4 Presupuesto requerido.** El presupuesto requerido para la construcción de esta máquina fue de 5.697,60 [USD], (Cinco mil seiscientos noventa y siete con 60/100 dólares de los Estados Unidos de América) más el 20% de utilidad estimada por la construcción e investigación del proyecto. Dándonos un costo total de 6.837,12 U.S.D (Seis mil ochocientos treinta y siete con 12/100 dólares Americanos).

**8.3.5 Costos por operación y mantenimiento.** El periodo de trabajo considerado es de 4 horas al día y se laboraran 4 días al mes.

Para calcular el costo de la energía eléctrica consumida se determinó a partir de la siguiente formula.

$$C_{diario} = C_{motor} * t \quad (85)$$

Dónde:

$C_{diario}$ : Consumo diario en [Kw-h]

$C_{motor}$ : Consumo del motor 2,2 [Kw]

t: Tiempo de trabajo de la máquina 2 [h]

Reemplazando los valores en la ecuación (85) y calculando se tiene:

$$C_{diario} = 2,2[Kw] * 4[h]$$

$$C_{diario} = 8,8 [Kw - h]$$

Luego determinamos el costo de la energía eléctrica en el ecuador que es de 0,098 U.S.D,por cada [Kw-h].

Ahora para calcular el costo del consumo partimos de la siguiente ecuación.

$$C[USD] = C_{diario} * C_{energia}(86)$$

Dónde:

C: Costo en dólares

C<sub>diario</sub>: Consumo diario en 8,8 [Kw-h]

C<sub>energía</sub>: Costo de energía eléctrica 0,098 [USD]/ [Kw-h]

Reemplazando los valores en la ecuación (86) y calculando tenemos:

$$C = 8,8 [Kw - h] * 0,098 \frac{[USD]}{[Kw - h]}$$

$$C = 8,8 [Kw - h] * 0,098 \frac{[USD]}{[Kw - h]}$$

$$C = 0,8624 [USD]$$

Ahora calculamos el consumo mensual a partir de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{0,8624}{\text{día}} * 4 \text{ días} \quad (87)$$

Calculando tenemos lo siguiente:

$$C = 3,45 [USD] = 41,4 [USD]/\text{año}$$

Entonces el valor de operación por consumo de energía eléctrica anual es de 41,4 U.S.D, (Cuarenta y uno con 40/100dólares Americanos)

Luego determinamos que el costo de operación anual por consumo de grasa que se realiza cada 5 cerchas es de 30 [USD].

También determinamos que el costo de operación por mano de obra (2 operarios) es de 100 [USD] por consiguiente el costo anual sería de 1.200,00[USD] (Mil dos cientos con 00/100dólares Americanos)

Ahora para determinar el valor de mantenimiento de la dobladora por engrasado o calibrado de los elementos el sistema de transmisión, sistema de sujeción y curvado con una frecuencia mensual produce un gasto de 60 [USD] al año.

Luego determinamos que el costo total anual por operación y mantenimiento de la dobladora asciende a la cantidad de 1.331,40 [USD] (Mil treientos treinta y uno con 40/100 dólares Americanos)

#### 8.4 Salvamento de la dobladora

Para la determinación de la rentabilidad, necesariamente se realiza una estimación del valor de salvamento de la dobladora al terminar su vida útil.

La vida útil de la dobladora está estimada en 8 años, entonces para determinar el valor de salvamento de la dobladora partimos de la siguiente ecuación:

$$S = P - \frac{P \cdot n}{N} \quad (88)$$

Dónde:

S: Valor de salvamento en [USD]

P: Inversión o costo total de la máquina 6.837,12 [USD]

n: Tiempo de vida útil, 8 años.

N: Tiempo de depreciación 10 años.

Reemplazando los valores en la ecuación (88) y calculando tenemos lo siguiente:

$$S = 6.837,12 [USD] - \frac{6.837,12 [USD] \times 8}{10}$$

$$S = 1.367,42 [USD]$$

#### 8.5 Depreciación de la dobladora

Para determinar la depreciación de la dobladora nos ayudaremos del método de la línea recta que detallamos a continuación.

**8.5.1 Método de la línea recta.** Este método es el más sencillo y utilizado por la



mayoría de las empresas, la ecuación de cálculo es la siguiente.

$$D_{\text{mensual}} = \frac{P-S}{n} \quad (89)$$

Dónde

$D_{\text{mensual}}$ : Depreciación mensual en [USD]

P: Inversión o costo total de la máquina 6.837,12 [USD]

S: Valor de salvamento 1.367,42 [USD]

N: tiempo de vida útil 96 meses

Reemplazando los valores en la ecuación y calculando tenemos:

$$D_{\text{mensual}} = \frac{6.837,12[\text{USD}] - 1.367,42 [\text{USD}]}{8 \times 12}$$

$$D_{\text{mensual}} = 56,976 [\text{USD}]$$

En la tabla se muestra la depreciación anual durante los 8 años de vida útil.

Tabla 65. Depreciación anual de la dobladora

TIEMPO		DEPRECIACIÓN	
Años	Meses	[USD]	
1	12		6.153,40
2	24	6.153,40	5.469,70
3	36	5.463,70	4.785,98
4	48	4.785,98	4.102,27
5	60	4.102,27	3.418,56
6	72	3.418,56	2.734,84
7	84	2.734,84	2.051,13
8	96	2.051,13	1.367,42
VALOR DE SALVAMENTO EN 8 AÑOS DE VIDA ÚTIL			<b>1.367,42</b>

Fuente: Autores

El valor de salvamento en 96 meses (8 años) de vida útil asciende a un valor de 1.367,42[USD] (Mil trescientos sesenta y siete con 42/100 dólares Americanos) y el valor de la depreciación asciende a 5.469,70[USD] (Cinco mil cuatrocientos sesenta y nueve con 70/100 dólares Americanos).

Ahora analizamos que la empresa invierte en producir cinco cerchas completas y 6 medias cerchas 75[USD] en 4 [h] de trabajo empleado; Entonces como se trabajan 4 días al mes entonces se producirán 32 cerchas en un costo de 300[USD], luego nos proyectamos al año el valor de 3.600,00[USD].(Tres mil seiscientos dólares Americanos).

A continuación detallamos el flujo de caja en la Tabla. 66

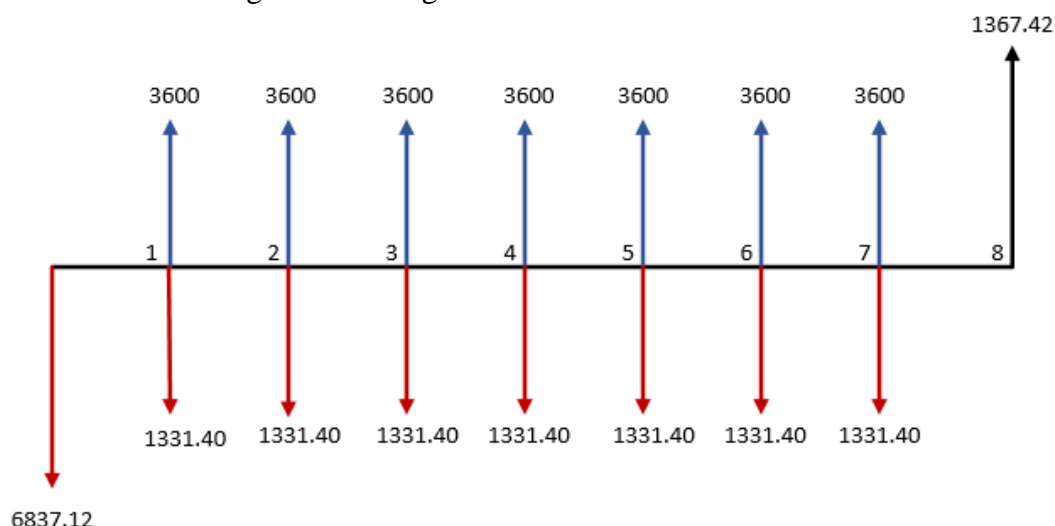
Tabla 66. Flujo de caja

Ingresos y Egresos	[USD]
Costo de construcción	6.837,12
Flujo de efectivo anual	3.600,00
Costo por operación y mantenimiento	1.331,40
Valor de salvamento	1.367,42

Fuente: Autores

A continuación se representa el flujo de caja en el diagrama de evaluación financiera para 8 años de vida útil dándonos el siguiente diagrama.

Figura 128. Diagrama de evaluación financiera



Fuente: Autores

## 8.6 Cálculo del valor actual neto

El VAN (valor actual neto) está calculado a partir del flujo de caja anual elaborado anteriormente, trasladando todas las cantidades futuras al presente originadas por una

inversión realizada, entonces para determinar posteriormente cuán factible es el proyecto por medio del cálculo del TIR (tasa interna de retorno).

El cálculo de VAN se la realiza a partir de la siguiente ecuación:

$$VAN = VAI - VAE \quad (90)$$

Dónde:

VAN: Valor Actual neto.

VAI: Valor anual de ingresos.

VAE: Valor anual de egresos.

Los valores del *VAI* y *VAE*, se muestran en las siguientes expresiones:

$$VAI = 3.600 * (P/A, i\%, 8) + 1.367,42 * (P/F, i\%, 8) \quad (91)$$

$$VAE = 6.837,12 + 1.331,40 * (P/A, i\%, 8) \quad (92)$$

Se elabora una tabla del interés compuesto que se muestra a continuación.

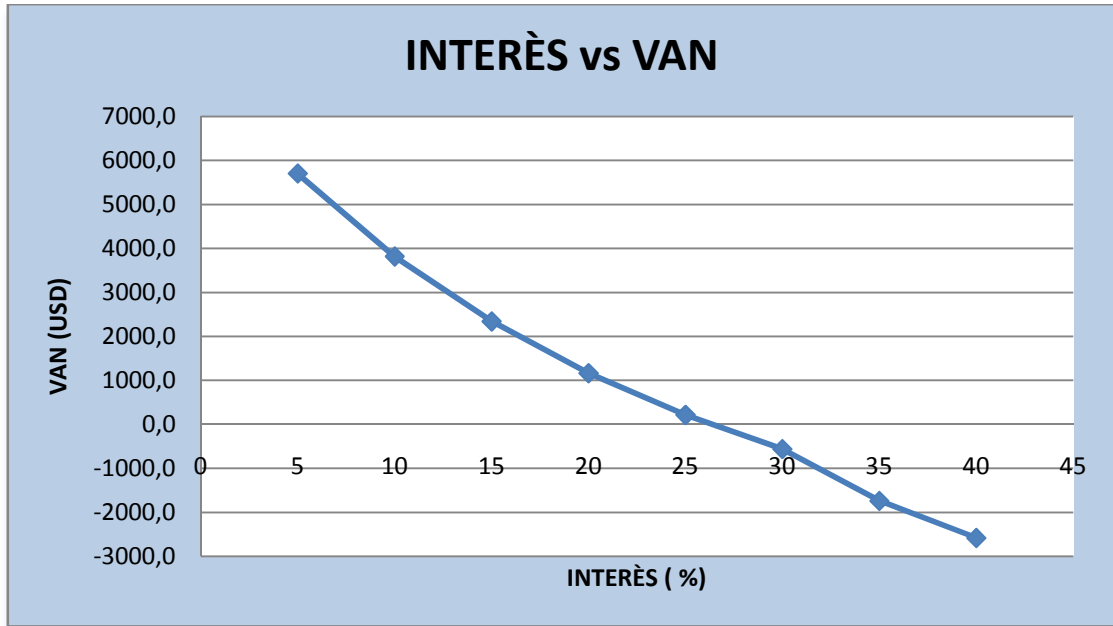
Tabla 67. Interés compuesto

<i>i%</i>	<i>P/F</i>	<i>P/A</i>	<i>VAI</i>	<i>VAE</i>	<i>VAN</i>
<b>5</b>	0,7462	5,0757	19.292,90	13.594,90	5.698,00
<b>10</b>	0,5645	4,3553	16.451,00	12.635,80	3.815,20
<b>15</b>	0,4323	3,7845	14.215,30	11.875,80	2.339,50
<b>20</b>	0,3349	3,3255	12.429,70	11.264,70	1.165,10
<b>25</b>	0,2621	2,9514	10.983,40	10.766,60	216,80
<b>30</b>	0,2072	2,6427	9.797,00	10.355,60	-558,60
<b>35</b>	0,1328	2,1680	7.986,40	9.723,60	-1.737,20
<b>40</b>	0,0878	1,8244	6.687,90	9.266,10	-2.578,20

Fuente: Autores

A continuación se muestra la gráfica correspondiente.

Figura 129. Interés vs. VAN



Fuente: Autores

### 8.7 Cálculo de la tasa interna de retorno

Para el cálculo del TIR partimos de la siguiente ecuación:

$$\text{-----} \quad (93)$$

Dónde:

25%

Reemplazando los valores en la ecuación (93) y calculando tenemos:

$$\text{-----}$$

Entonces nos respaldamos en la tasa de interés pasivas efectivas vigente, dada por el Banco Central del Ecuador para más de 361 días en el año 2013 es de 5,35%.

Comparamos el TIR (Tasa Interna de Retorno) con el interés pasivo efectivo vigente que consta de 3 alternativas.

Si  $TIR < \% \text{ vigente}$  el proyecto no es aconsejable

Si  $TIR = \% \text{ vigente}$  el proyecto es indiferente

Si  $TIR > \% \text{ vigente}$  el proyecto es aconsejable

Como él (Tasa Interna de Retorno) TIR 26,4% es mayor que el porcentaje de interés de las Tasas pasivas efectivas referenciales por el Banco Central del Ecuador vigentes 5.35% entonces el proyecto es aconsejable y viable para realizarlo, concluyendo que la construcción de la máquina dobladora aportara positivamente a satisfacer la necesidad de la empresa.

## **CAPÍTULO IX**

### **9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **9.1 Conclusiones**

Se estudiaron las técnicas de doblado, los tipos de dobladoras y determinamos que la mejor opción es la construcción de una dobladora por compresión y la fuerza de doblado utilizada es la hidráulica.

Se describieron las funciones de los elementos que componen la dobladora para conocer sus bondades.

Se diseñó los sistemas de sujeción y el mecanismo de curvado de la dobladora.

Se seleccionaron los elementos del sistema hidráulico, transmisión y eléctrico.

Se detallaron los materiales y el procedimiento como se realizó la construcción de la dobladora.

Realizamos el curso grama del montaje de la dobladora con el fin de determinar el tiempo total utilizado en la construcción de la máquina.

Se realizó las pruebas de funcionamiento de la dobladora y el análisis de los resultados fueron los esperados.

Se elaboró el manual de operación y mantenimiento preventivo con el afán de llegar a cumplir con la vida útil estimada de la dobladora.

Se realizó el estudio económico – financiero y determinamos que el proyecto es viable.

## 9.2 Recomendaciones

Revisar planos, cálculos, catálogos y manuales, para tomar una decisión adecuada al momento de adquirir los materiales partes y piezas para la construcción de una dobladora similar.

Recordar que antes de iniciar la jornada de trabajo se debe realizar una breve inspección de la dobladora como: nivel de aceite, instalaciones eléctricas, limpieza del riel de doblado, engrasado y aceitado de las partes móviles y además de llevar puestos todos los EPPs recomendados.

Recordar que para realizar el mantenimiento preventivo o para reajustes de los elementos acoplados se deben tomar en cuenta los manuales elaborados los cuales no tiene ninguna complicación para poder ser manipulados por los operarios.

Verificar la distancia entre ejes de poleas con la correa ya montada y tensada, para que la medición sea correcta se debe hacer girar las poleas cuatro o cinco vueltas a fin que la correa encaje bien en la ranura.

Tomar muy en cuenta que es un síntoma de que existe un mal alineamiento entre poleas cuando uno de los flancos de la correa está más desgastado que el otro, o que un lado del canal aparece más pulido que el otro. Un ruido constante de la transmisión o un calentamiento excesivo de los rodamientos son también síntomas de un mal alineamiento entre poleas.

Verificar que la posición correcta de la correa sea aquella en la que su base mayor quede por encima de la polea, lo cual va a asegurar un contacto continuo entre la ranura y los flancos de la correa. En ningún caso la correa debe tocar el fondo del canal de la polea, dado que de producirse, la correa empezaría a patinar, y esto provocaría su desgaste inmediato.

Verificar que las poleas con canales muy gastados sean reemplazadas de inmediato, dado que las correas pueden tocar el fondo del canal lo que terminaría “quemando” la correa y perdería su capacidad de transmitir la potencia.

## BIBLIOGRAFÍA

**BUSTAMANTE, Héctor Daniel. 2010.***Diseño y cálculo de una máquina curvadora de perfiles.* [En línea] 2010. [Citado el: 15 de 10 de 2013.]

[http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante\\_h/doc/bustamante\\_h.pdf](http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante_h/doc/bustamante_h.pdf).

**CONTRALORIA GENERAL DEL ESTADO.***Costo por mano de obra.* [En línea] [Citado el: 20 de Mayo de 2013.]

<http://www.contraloria.gob.ec/documentos/SALARIOS%202013.pdf>.

**CURVA, man. 2013.***Principios de curvado.* [En línea] 10 de 11 de 2013. [Citado el: 10 de 11 de 2013.] <http://www.curva-man.com/curvado.htm>.

**DIPAC.** Perfiles metálicos. [En línea] [Citado el: 16 de Abril de 2013.] <http://www.dipacmanta.com>.

**FAIRES, M. 2003.***Diseño de Elementos de Máquinas.* Mexico : Limusa, 2003.

**FERDINAND, B. 2007.***Mecánica Vectorial para Ingenieros.* Mexico : Mc GRAW HILL, 2007.

**GONZÁLEZ, Gonzalo. 1999.***Elementos de Máquinas.* Habana : s.n., 1999.

**GUIADEBOMBAS. 2013.***Bombas centrifugas.* [En línea] 2013. [Citado el: 27 de 12 de 2013.] [http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba\\_centric%20fuga](http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_centric%20fuga).

**HAMROCK, B. 2000.***Elementos de Máquinas.* Mexico : McGraw - Hill, 2000.

**HAMROCK, J. Bernard. 2009.***Elementos de máquinas.* Mexico : Mexicana,Reg. Núm. 736, 2009.

**HERRERA, Victor Manuel y VARGAS, Carlos Rolando. 2013.***Diseño y Construcción de un elevador electrohidráulico de baja altura para vehículos TESIS.* Riobamba : Facultad de Mecánica, 2013.

**Ing. LÓPEZ, Gonzalo. 2012.** [En línea] 2012. [Citado el: 25 de 11 de 2013.] <http://www.insia.upm.es>.

**INGEMECÁNICA. 2013.***Sistemas de hidráulicos de transmisión y potencia.* [En



línea] 28 de 12 de 2013. [Citado el: 28 de 12 de 2013.]  
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>.

**IPAC. 2013.***Catálogo IPAC*. [En línea] 23 de 11 de 2013. [Citado el: 23 de 11 de 2013.] <http://www.ipac-acero.com>.

**IVANOV, M. N. 1984.***Elementos de Máquinas*. Moscú : s.n., 1984.

**LARBURU, N. 2001.***Máquinas, Prontuario: técnicas, máquinas herramientas*.  
España : Spain Paraninfo, 2001.

**MORAN, I. 2006.***Apuntes de Diseño de Elementos de Máquinas I*. Ecuador : Espoch, 2006.

**MOTT, Robert L. 2006.***Diseño de elementos de máquinas*. México : Cámara Nacional de la Industria Editorial, Mexicana, 2006.

**MOYARYA, Guillermo. 2013.***Dobles de Tubos*. [En línea] 10 de 11 de 2013. [Citado el: 10 de 11 de 2013.] <http://es.scribd.com/doc/174582767/Dobles-de-Tubos>.

**NTE INEN 1323 . 2009.***Vehículos automotores. Carrocerías de buses*. [En línea] 2009. [Citado el: 10 de 10 de 2013.] <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.1323.2009.pdf>.

**SHIGLEY, Joseph. 2006.***Mechanical Engineering Desing*. United States of America : McGraw - Hill Primis, 2006.

**Sistem Cover. 2013.***Carrocerías Metálicas*. [En línea] 2013. [Citado el: 23 de 11 de 2013.] [www.systemcover.com/descarga/33.doc](http://www.systemcover.com/descarga/33.doc) .

**VARGAS, Nestor. 2013.** Medidores de presión.  
<http://todoingenieriaindustrial.wordpress.com>. [En línea] 18 de 11 de 2013. [Citado el: 18 de 11 de 2013.] <http://todoingenieriaindustrial.wordpress.com/metrologia-y-normalizacion/3-7-medidores-de-presion/>.

**WEG.** Motores. [En línea] [Citado el: 14 de Marzo de 2013.] [www.weg.net](http://www.weg.net).

# **ANEXOS**

## **ANEXO A**

Datos técnicos del tubo estructural cuadrado

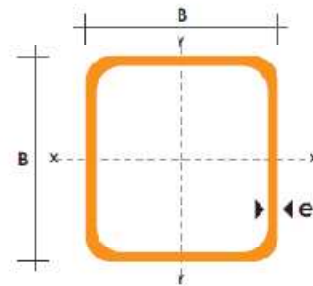
## TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesor</b>	Desde 2,0mm a 3,0mm

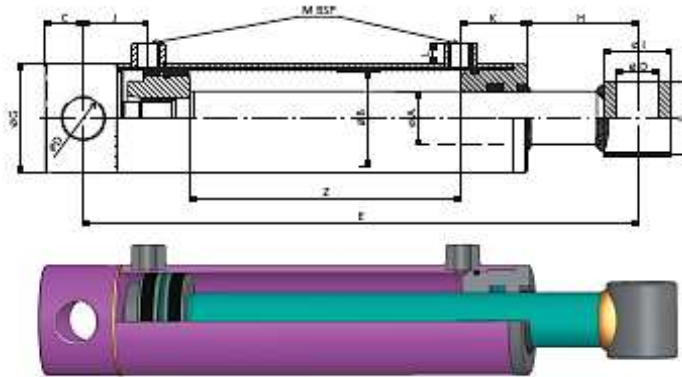


DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,00	0,67	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,67	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,05	1,30	1,91	1,20	1,13
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,55
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,51	4,11	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,25	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,18	5,61	21,20	8,18	1,91
60	2,0	3,36	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,56	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



## Datos técnicos del cilindro hidráulico

<b>Cilindros hidráulicos de simple y doble efecto</b>	<b>Single and double acting hydraulic cylinders</b>
Cilindros estándar de doble efecto	Double acting standard cylinders



<b>Cilindros hidráulicos de simple y doble efecto</b>	<b>Single and double acting hydraulic cylinders</b>
Cilindros estándar de doble efecto	Double acting standard cylinders


REF.	Ø A	Ø B	Z CARRERA   STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	Vol. (l)	Peso Weight (kg)	
700/05	20	32	50	205											0,04	1,7	
700/10			100	255												0,08	2,0
700/15			150	305												0,12	2,3
700/20			200	355												0,16	2,6
700/30			300	455												0,24	3,2
700/400			400	555	16	15,2	35	40	28	30	47	35	0,5	1/4		0,32	3,6
700/500			500	655												0,40	4,2
700/600			600	755												0,48	4,8
700/700			700	855												0,56	5,3
700/1000			1000	1155												0,80	7,2
701/1	25	40	100	270											0,13	2,9	
701/150			150	320												0,19	3,4
701/2			200	370												0,25	3,8
701/250			250	420												0,31	4,4
701/3			300	470												0,38	4,7
701/4			400	570	17,5	20,25	40	50	64,5	35	38,5	40	15	3/8		0,50	5,7
701/450			450	620												0,57	6,2
701/5			500	670												0,63	6,6
701/600			600	770												0,75	7,6
701/700			700	870												0,88	8,6
701/800	800	970												1,01	9,5		
701/1000	1000	1170												1,26	11,4		
702/1	30	50	100	300											0,20	4,3	
702/150			150	350												0,29	5,1
702/2			200	400												0,39	5,6
702/250			250	450												0,49	6,3
702/3			300	500												0,59	6,8
702/4			400	600	22	25,25	45	60	85	40	43	43	15	3/8		0,79	8,0
702/5			500	700												0,98	9,5
702/6			600	800												1,18	10,5
702/7			700	900												1,37	11,7
702/800			800	1000												1,57	13,1
702/900	900	1100												1,77	14,3		
702/1000	1000	1200												1,96	15,5		
703/1	30	60	100	300											0,28	5,4	
703/150			150	350												0,42	6,3
703/2			200	400												0,57	7,0
703/3			300	500												0,85	8,1
703/350			350	550												0,99	9,1
703/4			400	600	22	25,25	45	70	83	40	43	45	15	3/8		1,13	9,5
703/5			500	700												1,41	10,8
703/6			600	800												1,70	12,2
703/7			700	900												1,98	13,5
703/800			800	1000												2,26	15,0
703/1000	1000	1200												2,83	17,8		

## ANEXO C

### Datos técnicos del acero AISI 4340

## EJES ACERO 705

### Especificaciones Generales

<b>Material</b>	AISI 4340
<b>Dureza HB</b>	240-380
<b>Límite de Influencia</b>	225 N/mm <sup>2</sup> 
<b>Aplicaciones</b>	<p>PARTES DE MAQUINARIAS SOMETIDAS A ALTOS ESFUERZOS, BRAZO DE DIRECCIÓN, CIGUEÑALES, ARBOLES DE LEVA, BARRAS DE TORSION, EMBRAGUES, PIÑONES, BARRAS DE CARDAN, EJES DE BOMBAS, EJES PARA AVIONES, MUÑONES, PERNOS DE ALTO GRADO DE TENSION, RODILLOS DE TRANSPORTADORA, ETC...</p>



### DIMENSIONES

DIAMETRO	LONGITUD
32 mm	6m.
38 mm	6m.
45 mm	6m.
50 mm	6m.
60 mm	6m.
70 mm	6m.

### PROPIEDADES QUÍMICAS

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1- 0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03



**ANEXO D**  
Fotografías de la construcción de la máquina



# **PLANOS**