



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:**

**INGENIERO MECÁNICO**

---

**Tema:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°”.

---

**Autor:** Carlos Efraín Chávez Bonito

**Tutor:** Ing. Mg. Gonzalo López

Ambato-Ecuador

2016

## **CERTIFICACIÓN DEL TUTOR**

Yo, Ing. Mg. Gonzalo López en calidad de tutor de proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°”. Elaborado por el señor Carlos Efraín Chávez Bonito, egresado de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, certifico:

- Que el presente trabajo de investigación es original de su autor.
- Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, 25 de agosto del 2016

.....  
Ing. Mg. Gonzalo López

Tutor.

## **AUTORÍA DEL TRABAJO**

Los criterios, contenidos, análisis y conclusiones emitidos en el presente trabajo con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°” Son de exclusiva responsabilidad del autor.

Ambato, 25 de agosto del 2016

EL AUTOR

.....  
Carlos Chávez

C.I. 180506055-3

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los derechos en línea patrimonial de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 25 de agosto del 2016

EL AUTOR

.....  
Carlos Efraín Chávez Bonito

C.I. 180506055-3

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Carlos Efraín Chávez Bonito de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°”

Ambato, Noviembre de 2016

Para constancia firman:

.....

Ing. Mg. Christian Castro

.....

Ing. Mg. Cristian Pérez

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo está dedicado con todo mi cariño para mis padres Olga y Efraín que me permitieron mejorar día tras día con sus enseñanzas y con su ejemplo, convirtiéndose en el pilar fundamental en mi vida para alcanzar mis metas y gracias a su esfuerzo y sacrificio, estoy cumpliendo uno de mis grandes sueños.

A mis hermanos por su constante apoyo, motivación y comprensión en los momentos que más lo necesité.

A mis amigos y a las personas que en algún momento supieron brindarme su ayuda e hicieron posible que pueda cumplir uno de mis sueños profesionales.

## **AGRADECIMIENTO**

Mi más sincero agradecimiento a la Universidad Técnica de Ambato y a la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por permitirme ingresar en su institución y formarme como profesional y como ser humano con valores y principios.

Al Ing. Mg. Gonzalo López quien me ayudó y oriento en la elaboración del presente proyecto y a todos mis profesores que de una u otra forma contribuyeron en mi formación personal y profesional.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR .....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO .....	III
DERECHOS DE AUTOR .....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	V
DEDICATORIA .....	VI
AGRADECIMIENTO .....	VII
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	XII
INDICE DE TABLAS .....	XVIII
RESUMEN EJECUTIVO.....	XXI
CAPÍTULO I: ANTECEDENTES .....	1
1.1. Tema:.....	1
1.2. Justificación.....	1
1.3.Objetivos .....	2
1.3.1. Objetivo General .....	2
1.3.2. Objetivos Específicos.....	2
CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN .....	3
2.1. Investigaciones previas.....	3

2.2. Fundamentación Teórica .....	5
2.2.1. El doblado .....	5
2.2.2. Doblado de material tubular .....	5
2.2.3. Métodos de doblado de tubos .....	6
2.2.4. Radio de doblado.....	8
2.2.5. Tubería .....	10
2.2.6. Tipos de máquinas dobladoras .....	11
2.2.7. Partes de una máquina dobladora hidráulica.....	14
<b>CAPÍTULO III: DISEÑO DEL PROYECTO .....</b>	<b>26</b>
3.1. Selección de alternativas .....	26
Método ordinal corregido de criterios ponderados .....	26
3.1.1. Selección del método de doblado.....	27
3.2. Cálculos o Modelo Operativo .....	32
3.2.1. Cálculo de la fuerza de doblado .....	32
3.2.2. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO .....	37
3.2.3. DISEÑO DEL MECANISMO .....	77
3.2.4. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO .....	117
3.2.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA .....	125
3.2.6. Diseño de juntas soldadas para la máquina .....	132
3.3. Presupuesto.....	133

3.3.1. Costo de materiales .....	133
3.3.2. Mano de obra.....	137
3.3.3. Maquinaria y Herramientas .....	137
3.3.4. Costo total .....	137
3.4. Especificaciones técnicas .....	138
3.4.1. Manual de operación y mantenimiento de la máquina.....	139
3.4.2. Manual de mantenimiento.....	141
CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	143
4.1. Conclusiones .....	143
4.2. Recomendaciones.....	144
MATERIAL DE REFERENCIA .....	145
ANEXOS .....	148
ANEXO A: Características de la tubería .....	149
ANEXO B: Características de los componentes hidráulicos .....	151
ANEXO B1. Características de los materiales del actuador hidráulico.....	152
ANEXO B2. Características de la bomba hidráulica. ....	153
ANEXO B3. Características del motor eléctrico. ....	154
ANEXO B4. Características de la válvula direccional. ....	155
ANEXO B5. Características de la válvula reguladora de presión. ....	156
ANEXO B6. Características del aceite hidráulico. ....	157

ANEXO B7. Características de mangueras hidráulicas fabricados bajo norma SAE 100 R2AT / EN 853. ....	159
ANEXO C: Selección de componentes del mecanismo .....	160
ANEXO C1. Características del eje AISI 1018 y eje AISI 4340.....	161
ANEXO C2. Características de planchas de acero ASTM A36. ....	163
ANEXO C3. Propiedades flexionantes de las soldaduras a filete, de acuerdo con: R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava ed. ....	164
ANEXO C4. Características del perno. ....	165
ANEXO D: Características de perfil estructural.....	167
ANEXO E: Selección de componentes eléctricos .....	169
ANEXO E1. Características de Luz Piloto. ....	170
ANEXO E2. Selección de Relay Térmico de Sobrecarga (Diferencial).....	171
ANEXO E3. Selección de contactores.....	173
ANEXO E4. Selección de interruptor.....	175
ANEXO E5. Características de Pulsadores, pulsador de enganche (paro de emergencia). 176	
ANEXO E6. Características de Pulsador de pie. ....	177
ANEXO E7. Características de Micro Switch. ....	178
ANEXO E8. Características del cable flexible y trifásico. ....	180
ANEXO F: Tablas de salarios mínimos sectoriales 2016, comisión sectorial N°8 “Metalmecánica”.....	182
ANEXO G: Diseño de juntas soldadas: .....	184

ANEXO G1: Detalles de juntas soldadas según AWS D1.1/D1.1M:2010.....	185
ANEXO G2: Características del alambre MIG/MAG AWS ER 70S-6.....	187
ANEXO H: Proceso de construcción.....	188
ANEXO H1: Construcción de la central hidráulica.....	189
ANEXO H2: Construcción de la estructura.....	196
ANEXO H3: Construcción del mecanismo.....	198
ANEXO H4: Ensamble del sistema eléctrico.....	201
ANEXO H5: Elaboración de matrices.....	202
ANEXO H6: Ensamble final.....	203
PLANOS.....	205

## **INDICE DE FIGURAS**

Figura 1. Productos obtenidos por doblado.....	5
Figura 2. Material tubular después del proceso de doblado.....	6
Figura 3. Doblado por estirado 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado ..	7
Figura 4. Doblado por arrastre 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado ...	7
Figura 5. Doblado por compresión 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado..	7
Figura 6. Dimensiones y términos en el doblado de tubos: D= Diámetro exterior del tubo, R= radio de doblado, t= espesor.....	8
Figura 7. Doblado A 90°. Desarrollo de la curva del tubo (L) y altura de la curva (P) ....	9

Figura 8. Ángulos y radios en la recuperación elástica, $\gamma$ es el ángulo de doblado que se desea obtener luego de la recuperación.....	10
Figura 9. Dobladora de tubos manual .....	12
Figura 10. Dobladora de tubos electromecánica .....	12
Figura 11. Esquema de las matrices de conformado en los diferentes métodos de doblado.	15
Figura 12. Sistema hidráulico básico .....	16
Figura 13. Tipos de bombas .....	17
Figura 14. Partes de un actuador hidráulico simple .....	19
Figura 15. Actuador hidráulico simple efecto.....	20
Figura 16. Actuador hidráulico doble efecto.....	20
Figura 17. Actuador hidráulico telescópico .....	21
Figura 18. Válvula de control direccional, de dos vías .....	21
Figura 19. Control de un cilindro de doble efecto con una válvula distribuidora 4/2.....	22
Figura 20. Válvula 4/3 (4 vías-3 posiciones) .....	23
Figura 21. Esquema y símbolo del filtro hidráulico.....	24
Figura 22. Esquema del proceso de doblado por estirado, a) Inicio del proceso, b) Fin del proceso de doblado.....	32
Figura 23. Reacciones de la viga (Apoyos simples: Carga central), Diagrama de fuerza cortante, Diagrama de momento flector.....	33
Figura 24. Simulación del proceso de doblado por elementos finitos, a) tubería de 4 pulgadas, b) tubería de 3 pulgadas. ....	35

Figura 25. Métodos de sujeción de columnas sometidas a compresión.....	42
Figura 26. Constantes de condiciones de extremos de las columnas de Euler .....	43
Figura 27. Área de avance y retroceso en el actuador hidráulico .....	44
Figura 28. Bomba hidráulica CASAPPA.....	46
Figura 29. Motor eléctrico ABB .....	48
Figura 30. Equivalencia entre escalas de medición de viscosidad.....	51
Figura 31. Curva de viscosidad fluido hidráulico grado ISO 32, 46 y 68.....	52
Figura 32. Límites de temperatura y viscosidad en dispositivos hidráulicos.....	53
Figura 33. Aceite hidráulico Rando oil HD 68 .....	54
Figura 34. Ubicación de las mangueras en el circuito hidráulico .....	57
Figura 35. Mangueras hidráulicas armadas RECFLEX HOSE .....	57
Figura 36. Esquema del circuito hidráulico .....	68
Figura 37. Válvula FluiDyne 4/3 vías .....	69
Figura 38. Manifold para válvula direccional .....	70
Figura 39. Válvula limitadora de presión PRINCE .....	70
Figura 40. Acople motor-bomba (Matrimonio) .....	71
Figura 41. Acoplamiento entre motor-bomba.....	71
Figura 42 Manómetro 0-5000 Psi/0-35 MPa .....	72
Figura 43. Esquema del filtro de aspiración.....	72
Figura 44. Acoples hidráulicos .....	72

Figura 45. Acoples y accesorios para conductos no sometidos a presión.....	73
Figura 46. Esquema del depósito hidráulico .....	74
Figura 47. Partes principales de un depósito hidráulico .....	75
Figura 48. Esquema del depósito hidráulico de la máquina.....	76
Figura 49. Depósito hidráulico terminado .....	76
Figura 50. Central hidráulica terminada.....	76
Figura 51. Esquema del ensamble estructura-mecanismo .....	78
Figura 52. Esquema del eje para actuador .....	79
Figura 53. Aplicación de la fuerza en el eje y reacciones en los soportes para actuador	81
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para actuador .....	82
Figura 55. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del soporte ....	83
Figura 56. Dimensiones del soporte.....	85
Figura 57. Soporte para actuador soldado a la estructura .....	87
Figura 58. Patrón de soldadura del soporte para actuador .....	88
Figura 59. Placas de sujeción. ....	90
Figura 60. Esquema de portamatrices. ....	91
Figura 61. Esquema de los ejes para matriz guía. ....	92
Figura 62. Aplicación de la fuerza en el tubo y reacciones en los ejes. ....	93
Figura 63. Aplicación de la fuerza en el eje para matriz guía. ....	93

Figura 64. Esquema del eje para matriz guía. ....	94
Figura 65. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para matriz guía. ....	94
Figura 66. Esquema de la matriz.....	98
Figura 67. Esquema de una sección de la matriz .....	98
Figura 68. Esquema de la matriz guía.....	99
Figura 69. Ubicación de la matriz y matrices guía en la máquina .....	99
Figura 70. Esquema de la placa base .....	100
Figura 71. Esquema del soporte .....	100
Figura 72. Uniones empernadas (Estructura-Soporte).....	101
Figura 73. Esquema de placa inferior .....	101
Figura 74. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la placa inferior. ....	102
Figura 75. Dimensiones de la placa inferior .....	103
Figura 76. Esquema de la placa superior .....	104
Figura 77. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la placa superior.....	104
Figura 78. Esquema de aplicación de las fuerzas en las uniones .....	105
Figura 79. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de unión 1 ...	106
Figura 80. Dimensiones de la unión 1.....	107
Figura 81. Patrón de soldadura de la unión 1 .....	108

Figura 82. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de unión 2 ...	111
Figura 83. Dimensiones de la unión 2.....	112
Figura 84. Patrón de soldadura de la unión 2.....	113
Figura 85. Esquema de la unión empernada .....	116
Figura 86. Circuito de mando del motor eléctrico y actuador hidráulico .....	118
Figura 87. Circuito de potencia del motor eléctrico.....	119
Figura 88. Motor seleccionado.....	121
Figura 89. Luces piloto seleccionadas .....	121
Figura 90. Relay térmico seleccionado .....	121
Figura 91. Contactor seleccionado .....	122
Figura 92. Interruptor seleccionado .....	122
Figura 93. Pulsadores seleccionado .....	122
Figura 94. Pulsador de pie seleccionado .....	123
Figura 95. Microswitch seleccionado .....	123
Figura 96. Cables seleccionado.....	123
Figura 97. Enchufe trifásico seleccionado .....	123
Figura 98. Caja botonera .....	124
Figura 99. Dimensiones generales de la estructura.....	125
Figura 100. Dimensionamiento de la estructura .....	126
Figura 101. Aplicación de perfiles UPN 120 .....	126

Figura 102. Creación de análisis estático.....	127
Figura 103. Aplicación de sujeciones, y cargas .....	127
Figura 104. Creación de mallado .....	128
Figura 105. Ejecución del análisis .....	128
Figura 106. Esfuerzos máximos en la estructura (Simulación).....	129
Figura 107. Factor de seguridad de la estructura (Simulación) .....	129
Figura 108. Esquema final de la estructura.....	130
Figura 109. Ensamble final de la estructura.....	131
Figura 110. Ensamble final de la máquina dobladora.....	131
Figura 111. Elementos principales de la máquina dobladora .....	138

## **INDICE DE TABLAS**

TABLA I. Recomendaciones para radio de curvatura en tubería .....	9
TABLA II. Dimensiones de tubería cédula 40.....	11
TABLA III. Composición química de la tubería cédula 40 .....	11
TABLA IV. Propiedades mecánicas de la tubería cédula 40.....	11
TABLA V. Parámetros de funcionamiento de bombas hidráulicas .....	18
TABLA VI. Evaluación del peso específico de cada criterio. ....	29
TABLA VII . Evaluación del peso específico del criterio Costos. ....	30

TABLA VIII. Evaluación del peso específico del criterio Precisión.....	30
TABLA IX. Evaluación del peso específico del criterio Calidad.....	30
TABLA X. Evaluación del peso específico del criterio Rendimiento.....	30
TABLA XI. Evaluación del peso específico del criterio Maniobrabilidad.....	31
TABLA XII. Tabla de conclusiones .....	31
TABLA XIII. Campos de aplicación de algunos fluidos hidráulicos .....	52
TABLA XIV. Relación entre tipo de bomba, temperatura y grado de viscosidad ISO..	54
TABLA XV. Recomendaciones para velocidades máximas de flujo .....	55
TABLA XVI . Factor de corrección b .....	65
TABLA XVII . Coeficiente geométrico $\xi$ .....	65
TABLA XVIII. Acoples hidráulicos.....	72
TABLA XIX. Otros acoples y accesorios.....	73
TABLA XX. Elementos necesarios para la construcción del depósito hidráulico .....	75
TABLA XXI. Selección de elementos eléctricos: Motor, Luz Piloto, Relay Térmico .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
TABLA XXII. Selección de elementos eléctricos: Contactador, Breaker, Pulsadores .....	122
TABLA XXIII. Selección de elementos eléctricos: Pulsador de pie, microswitch, cable flexible, cable trifásico, enchufe .....	123
TABLA XXIV. Componentes de la botonera para la máquina .....	124
TABLA XXV. Elementos necesarios para la construcción de la estructura.....	130

TABLA XXVI. Juntas soldadas diseñadas. ....	132
TABLA XXVII. Costos del sistema hidráulico .....	133
TABLA XXVIII. Costos del Depósito Hidráulico; Placas .....	133
TABLA XXIX. Costos del Depósito Hidráulico; Acoples .....	134
TABLA XXX. Costos del Depósito Hidráulico; Pernos, tuercas, tornillos.....	134
TABLA XXXI. Costos del Depósito Hidráulico; Mangueras hidráulicas.....	134
TABLA XXXII. Costos del Depósito Hidráulico; Otros.....	134
TABLA XXXIII. Costo total del sistema hidráulico .....	135
TABLA XXXIV. Costos de la estructura. ....	135
TABLA XXXV. Costos del mecanismo.....	135
TABLA XXXVI. Costo del sistema eléctrico.....	136
TABLA XXXVII. Costo de mano de obra .....	137
TABLA XXXVIII. Costo del uso de maquinaria y herramientas.....	137
TABLA XXXIX. Costo total de la máquina dobladora.....	137
TABLA XL. Datos técnicos de la máquina .....	138
TABLA XLI. Manual de mantenimiento.....	142

## RESUMEN EJECUTIVO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°.”

**Autor:** Carlos Efraín Chávez Bonito

**Tutor:** Ing. Mg. Gonzalo López

El presente proyecto se desarrolló en la ciudad de Ambato en la empresa “INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA”, el interés de la empresa por la construcción de esta máquina radica en la necesidad de elaborar nuevos productos.

Para el diseño de la máquina se seleccionó el método de doblado por estirado, por ser el más utilizado en dobladoras de tubos de pared gruesa. El diseño inicia con el cálculo la fuerza requerida para doblar la tubería, luego se seleccionó los elementos necesarios para la construcción y montaje de una central hidráulica capaz de producir dicha fuerza, se determinó también las dimensiones y materiales necesarios de cada elemento que conforma el mecanismo, para resistir las cargas y esfuerzos que se producen en el proceso de doblado. El dimensionamiento y comprobación de resistencia de la estructura se realizó mediante un análisis por elementos finitos. Fue necesario también el diseño de un circuito de mando que permita manipular la máquina mediante pulsadores.

La construcción y montaje de la máquina se lo realizó en las instalaciones de la empresa utilizando los recursos económicos, materiales y humanos de la misma. La máquina ensamblada tiene la capacidad de doblar tubería de 4 pulgadas cédula 40 con ángulos de hasta 60° y tubería de 3 pulgadas cédula 40 con ángulos de hasta 90° (existiendo aplastamiento y arrugas en los ángulos de 35° - 60° para la tubería de 4 pulgadas y de 45°- 90° en la tubería de 3 pulgadas) además que se puede adaptar para doblar tubería de diámetros menores o tubería cuadrada, fabricando las matrices adecuadas.

## **CAPÍTULO I: ANTECEDENTES**

### **1.1. Tema:**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°.

### **1.2. Justificación**

La empresa “INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERIA” ubicada en la Panamericana sur km 5-1/2 vía a Riobamba de la ciudad de Ambato, provincia de Tungurahua, tiene la necesidad de implementar nueva maquinaria en sus instalaciones, permitiéndole así desarrollar nuevos productos, uno de los procesos más utilizados dentro de la industria es el proceso de doblado de material tubular, en la actualidad la empresa cuenta con dobladoras manuales diseñadas para tubos de hasta una pulgada de diámetro, por lo tanto, el proceso de doblado dentro de la empresa se realiza de forma manual, esto demanda demasiado tiempo, también intervienen en el proceso varios operarios y es común que se presenten errores en los ángulos de doblado, la empresa pretende implementar una máquina dobladora con capacidad para deformar tubería cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, debido a estas dificultades y requerimientos no sería posible implementar una herramienta manual.

La máquina dobladora debe ser capaz de generar la fuerza necesaria para doblar la tubería de las características antes mencionadas, permitiéndole a la empresa realizar nuevos productos.

El presente proyecto se enfocará en el diseño de una máquina que le permita doblar tubería redonda cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, de acuerdo con los requerimientos de la empresa.

### **1.3.Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo General**

Diseñar y construir una máquina hidráulica para doblar tubería redonda de acero al carbono de tres y cuatro pulgadas cédula 40 con ángulos de 0 a 90°.

#### **1.3.2. Objetivos Específicos**

- Calcular las fuerzas necesarias para doblar la tubería.
- Diseñar el sistema hidráulico y seleccionar los componentes y accesorios necesarios para su correcto funcionamiento.
- Diseñar el mecanismo para el proceso de doblado y una estructura que soporte las cargas generadas.
- Construir y ensamblar la máquina dobladora.

## CAPÍTULO II: FUNDAMENTACIÓN

### 2.1. Investigaciones previas

En universidades cercanas se han realizado algunas investigaciones similares, pero se debe aclarar que los parámetros de diseño varían considerablemente ya que las dimensiones de la tubería con la que se trabaja en este proyecto son mayores. A continuación se presentan los títulos de los trabajos realizados.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO” esta investigación fue realizada por Giovanni Patricio Moreno Flores, en la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana-Sede Quito, la máquina fue realizada para la empresa “FERROMÉDICA” de la ciudad de Quito.

Conclusión: La máquina construida permite curvar tubería de Acero Inoxidable AISI 304 de sección circular de 19 mm hasta 50 mm de diámetro con espesores de 1,2 mm hasta 2 mm. Cumpliendo así con las necesidades de la empresa y el objetivo principal de la investigación.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA DOBLADORA DE TUBERÍA REDONDA” los autores de este trabajo son Andrés Arias Duque y Ana María Mena Mejía, desarrollándose en la universidad EAFIT, Escuela de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica, Departamento de Ingeniería de producción. Ubicada en Medellín.

Conclusión: Con el diseño realizado para la máquina dobladora, se pueden doblar tubería estructural redonda de hasta 1 pulgada de diámetro, y un espesor de 2.5 mm, generando curvas con ángulos de 0° a 180°.

“MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO DE ACERO CON COSTURA DE HASTA 19 mm DE DIÁMETRO Y 1.5 mm DE GROSOR CONTROLADA POR UN MICROCONTROLADOR.” La investigación fue realizada por el señor Jairo Gustavo

Taramuel Tatés, en la carrera de Ingeniería en Mecatrónica de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas de la Universidad Técnica del Norte (Ibarra-Ecuador).

Conclusión: la máquina desarrollada puede doblar tubería estructural redonda de hasta 3,81 cm de diámetro y 1,5 mm de espesor, el ángulo máximo de doblez es 180°. Por lo tanto, se cumple con el objetivo principal de la investigación.

“ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA DOBLADORA DE TUBO PARA EL CENTRO DE PRODUCCIÓN Y SERVICIO DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI”, investigación realizada por Edison Ramiro Molina León y Celio Alberto Rubio Tomalá en la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Unidad Académica de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas de la Universidad Técnica de Cotopaxi (Latacunga-Ecuador).

Conclusión: La investigación cumplió con el objetivo principal el cual fue el diseño y construcción de una máquina dobladora que permita trabajar con tubería de acero ASTM A36 de 1 pulgada de diámetro, y espesores de pared de hasta 1,5 mm.

En la Universidad Técnica de Ambato la única investigación relacionada con el tema lleva por título “IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL AUTOMATIZADO DEL ÁNGULO DE DOBLES DE TUBOS PARA INCREMENTAR EL NIVEL DE PRODUCCIÓN EN EL TALLER DE ACCESORIOS PARA VEHÍCULOS AUTO-KRAG”, realizada por Milton Rodrigo Lloacana B. de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica en la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Conclusión: La máquina está diseñada para trabajar con de la tubería estructural redonda de hasta 1 ¼ pulgadas de diámetro, espesor de pared de 2 mm. Los ángulos de curvatura varían entre 0°-180°.

## 2.2. Fundamentación Teórica

### 2.2.1. El doblado

El doblado es una de las operaciones más comunes dentro de la industria, es común ver productos realizados a base de este proceso en nuestro medio, por ejemplo las carrocerías de automóviles, partes de maquinaria, muebles entre muchos otros se encuentran conformados por tubería, perfiles, laminas y diferentes secciones dobladas.

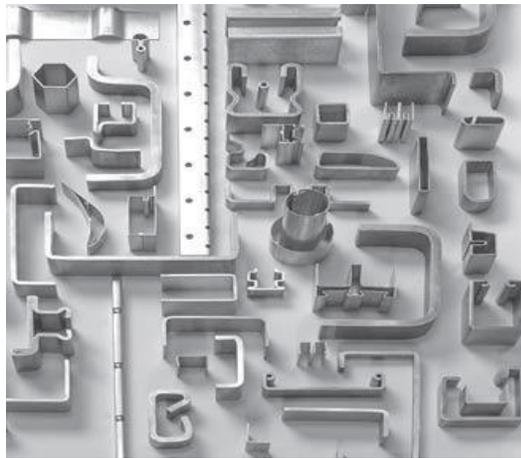


Figura 1. Productos obtenidos por doblado

(Fuente: S. Kalpakjian y S. R. Schmid, Manufactura, ingeniería y tecnología, Quinta ed., México D.F.: Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2008, Capítulo 16, p. 448 [1])

En este proceso el principal objetivo es deformar el material plásticamente en frío o en caliente para obtener una determinada forma, una de las principales ventajas que tiene el doblado es que proporciona rigidez a la pieza ya que su momento de inercia aumenta ejemplo de ello son los rebordes, los canales. [1]

### 2.2.2. Doblado de material tubular

El proceso de doblado en tubería es más difícil de realizar debido a que el tubo tiende a deformarse inadecuadamente o romperse al ser sometido a los esfuerzos necesarios para doblarlo. Existen algunos métodos para evitar la deformación de la tubería por ejemplo uno de los primeros en utilizarse, consiste en rellenar la tubería con pequeñas partículas,

comúnmente arena, luego sobre un soporte adecuado doblar la tubería. El relleno evitará que la tubería se pandee hacia adentro, una vez obtenido el producto deseado la arena debe ser expulsada del interior de la tubería. [1]

Otro método comúnmente usado es el que utiliza mandriles flexibles, estos al igual que la arena evitan la deformación de las paredes de la tubería ya que son insertados dentro del tubo antes de ser doblado. [2]

Cuando los radios de doblez son amplios y las paredes de la tubería relativamente gruesos no es necesario la utilización de rellenos o mandriles en el proceso de doblado.



Figura 2. Material tubular después del proceso de doblado

(Fuente: <http://spanish.cncpipebendingmachine.com/sale-2107789-bicycle-motorcycle-tube-mandrel-bending-machine-processing-ss-pipe.html>)

### **2.2.3. Métodos de doblado de tubos**

Entre los métodos utilizados para el doblado de tubos tenemos: Doblado por estirado, doblado por arrastre, doblado por compresión.

#### **2.2.3.1. Doblado por estirado**

Se aplican fuerzas en los extremos del tubo presionándolo contra una matriz fija hasta deformarlo permanentemente. Es un método rápido y se puede aplicar en tubos de pared gruesa, en la actualidad las máquinas con este sistema pueden doblar tubería con diámetros de 10 a 350 mm de diámetro y ángulos hasta 165°.

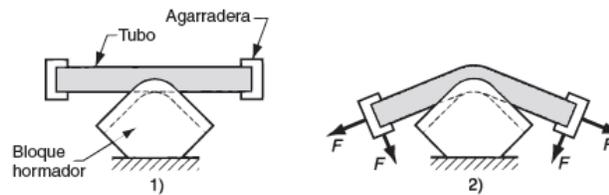


Figura 3. Doblado por estirado 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado

(Fuente: M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, Capítulo 20, p. 475 [2])

### 2.2.3.2. Doblado por arrastre

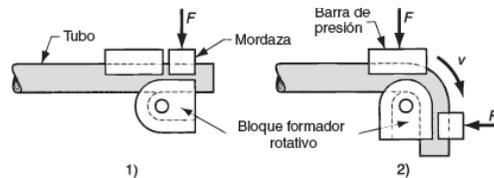


Figura 4. Doblado por arrastre 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado

(Fuente: M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, Capítulo 20, p. 475 [2])

El tubo se fija a una matriz mediante una mordaza y por la rotación de la matriz el tubo es estirado hasta que toma la forma requerida, la barra de presión soporta todo el trabajo realizado durante el proceso. Este método es adecuado en tubería de pared delgada, especialmente cuando se realizan dobleces de radios pequeños y se pueden trabajar con ángulos de hasta  $180^\circ$ .

### 2.2.3.3. Doblado por compresión

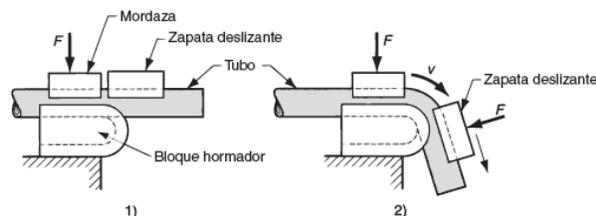


Figura 5. Doblado por compresión 1) Inicio del proceso 2) Durante el proceso de doblado

(Fuente: M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, Capítulo 20, p. 475 [2])

Este método utiliza una zapata deslizante la cual envuelve el tubo alrededor de un bloque de forma fija, también denominado matriz de conformado, el tubo es fijado con una mordaza para soportar el proceso de doblado. Es uno de los procesos más comunes, que muchas veces se lo realiza de forma manual cuando la tubería tiene diámetros pequeños, se lo utiliza frecuentemente para tubería de pared gruesa y radios de doblado grandes, los ángulos de trabajo pueden llegar hasta 170°. [2]

#### 2.2.4. Radio de doblado

Debido a las fuerzas que se aplican en el proceso de doblado existe la tendencia de que la tubería presente deformaciones no deseadas, debido a tensiones en la pared externa y compresión en la pared interna en la zona de la curva, por tal motivo se ha establecido radios mínimos de doblado  $R$  para evitar este problema, cuando se utiliza mandril el radio de doblado es 1,5 veces el diámetro, y cuando no se utiliza mandril, es 3 veces el diámetro según [2].

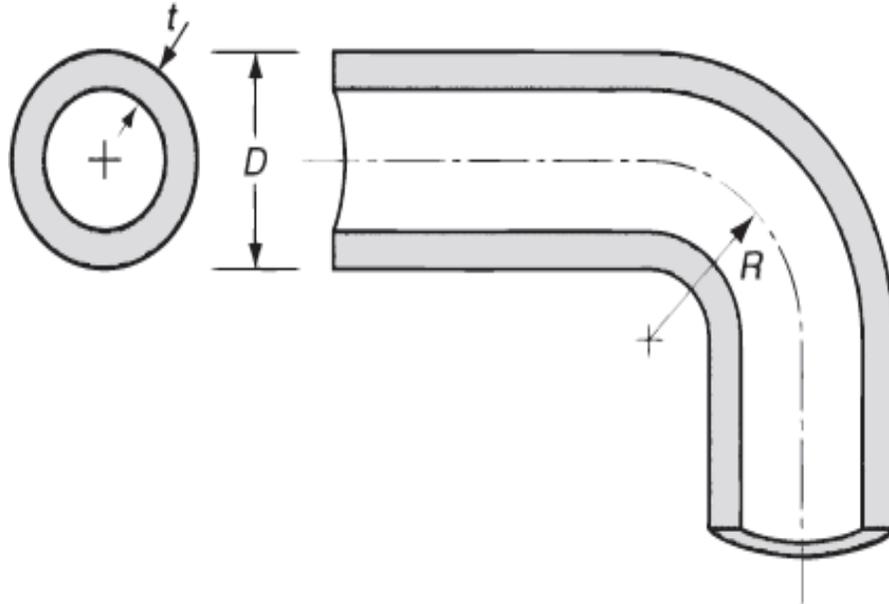


Figura 6. Dimensiones y términos en el doblado de tubos:  $D$ = Diámetro exterior del tubo,  $R$ = radio de doblado,  $t$ = espesor

(Fuente: M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, Capítulo 20, p. 475 [2])

También existen recomendaciones de acuerdo con normas para los radios de curvatura:

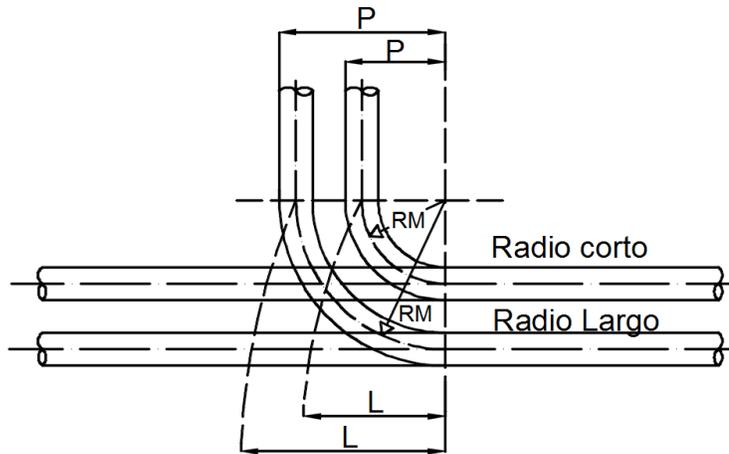


Figura 7. Doblado A 90°. Desarrollo de la curva del tubo (L) y altura de la curva (P)

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA I. Recomendaciones para radio de curvatura en tubería

Diámetro nominal del tubo	Radio Corto			Radio Largo		
	Radio Medio (RM) mm	Desarrollo del tubo mm	Altura de curva (P) mm	Radio Medio (RM) mm	Desarrollo del tubo mm	Altura de curva (P) mm
3/8 DN 10	34	47	40	-	-	-
1/2 DN 15	41	50	46	-	-	-
3/4 DN 20	54	82	68	-	-	-
1 DN 25	67	103	88	119	175	135
1 1/4 DN 32	82	145	115	145	215	165
1 1/2 DN 40	108	177	145	180	275	204
2 DN 50	140	200	170	220	320	250
2 1/2 DN 65	190	290	233	318	475	355
3 DN 80	235	375	300	398	590	442
A partir de 3 DN 80 el radio medio es 3 veces el diámetro						

(Fuente: AFTA, «Manual AFTA: Recomendaciones.» 2012. [En línea]. Available: <http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-6-Recomendaciones.pdf>. [Último acceso: 15 Diciembre 2015]. [3])

### 2.2.4.1. Recuperación elástica

Un fenómeno importante que sucede durante el proceso de doblado es la recuperación elástica, en el momento que el tubo es doblado y se retiran las herramientas este tiende a recuperar parcialmente su forma inicial, por lo que la pieza doblada presentará un cambio en el ángulo, obteniendo uno diferente al deseado. [2]

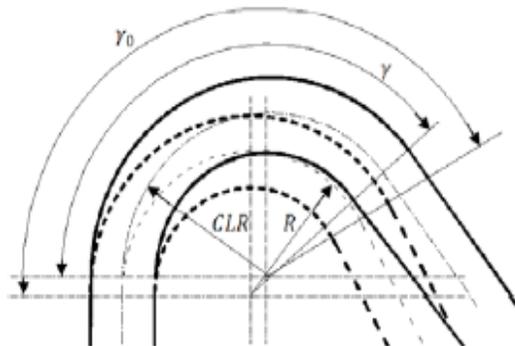


Figura 8. Ángulos y radios en la recuperación elástica,  $\gamma$  es el ángulo de doblado que se desea obtener luego de la recuperación

(Fuente: <http://erevistas.saber.ula.ve/index.php/cienciaeingenieria/article/viewFile/4411/4204>)

La recuperación elástica depende del material, cuando mayor sea el módulo de elasticidad mayor será su recuperación, por esta razón se realizan dobleces con un ángulo mayor al deseado para compensar la recuperación elástica de la tubería.

### 2.2.5. Tubería

La tubería a utilizar es redonda de acero al carbono de tres y cuatro pulgadas cédula 40, este tipo de tubería es comúnmente usada para la conducción de agua, otros fluidos y gases, aunque en ocasiones también se lo utiliza con fines estructurales.

#### 2.2.5.1. Características de la tubería a utilizar

##### 1. Dimensiones

De acuerdo con la tubería disponible en el mercado local se puede establecer sus dimensiones:

TABLA II. Dimensiones de tubería cédula 40

Diámetro		Espesor		Presión/prueba		Peso	
Nominal	Exterior		e	pulg	$\frac{kg}{cm^2}$	$\frac{lb}{pulg^2}$	$\frac{kg}{m}$
	mm	pulg	mm		$\frac{kg}{cm^2}$	$\frac{lb}{pulg^2}$	$\frac{kg}{m}$
3"	88,9	3,5	5,49	0,21	176	2500	11,29
4"	114,3	4,5	6,02	0,23	155	2210	16,07

(Fuente: Catálogo de acero, DIPAC, DIPAC MANTA CIA. LTDA, p. 29. [4])

## 2. Composición química

TABLA III. Composición química de la tubería cédula 40

Composición %, máx.			
C	Mn	P	S
0,3	1,2	0,05	0,06

(Fuente: Catálogo de acero, DIPAC, DIPAC MANTA CIA. LTDA, p. 29. [4])

## 3. Propiedades mecánicas

TABLA IV. Propiedades mecánicas de la tubería cédula 40

Composición %, máx.				
Resistencia mecánica		Punto de fluencia		Elongación % Min.
$Kg/mm^2$	$Psi$	$Kg/mm^2$	$Psi$	
42,2	60000	24,6	35000	30-35

(Fuente: Catálogo de acero, DIPAC, DIPAC MANTA CIA. LTDA, p. 29. [4])

### 2.2.6. Tipos de máquinas dobladoras

Entre los sistemas más comunes utilizados para el diseño de máquinas dobladoras de tubos tenemos: máquinas dobladoras manuales, eléctricas e hidráulicas:

#### 2.2.6.1. Máquinas dobladoras de tubos manuales

Cuentan con un eje de rotación donde se acopla una palanca en la cual se ejercerá manualmente la fuerza necesaria para deformar el tubo de acuerdo con la forma que tiene la matriz, es muy común encontrar este tipo de máquinas en pequeños talleres, donde se necesita poca producción.



Figura 9. Dobladora de tubos manual

(Fuente: [http://proyectodobladoragbm.blogspot.com/2013\\_08\\_01\\_archive.html](http://proyectodobladoragbm.blogspot.com/2013_08_01_archive.html))

➤ **Ventajas**

- Bajo costo de fabricación
- Bajo costo de mantenimiento
- Facilidad de construcción

➤ **Desventajas**

- Se requiere dos o más operarios para realizar los dobleces, dependiendo de la tubería
- No existe precisión en los ángulos de dobles
- Baja producción
- No se puede utilizar con tuberías de diámetros relativamente grandes

### 2.2.6.2. Máquinas dobladoras de tubos electromecánicas



Figura 10. Dobladora de tubos electromecánica

(Fuente: <http://spanish.cncpipebendingmachine.com/sale-2107789-bicycle-motorcycle-tube-mandrel-bending-machine-processing-ss-pipe.html>)

En estas máquinas, un motor eléctrico es el encargado de proporcionar la fuerza necesaria para realizar el doblado, pueden controlar el ángulo de curvatura mediante fines de carrera, el operario únicamente se encarga del accionamiento del motor, y la carga y descarga del tubo.

➤ **Ventajas**

- Precisión del ángulo de doblado
- Solo se requiere un operario
- Aumento en la producción
- Se puede realizar dobleces mayores a 180°

➤ **Desventajas**

- Elevados costos de fabricación y mantenimiento
- Pueden ocupar demasiado espacio
- Motor grande y costoso
- Cuenta con varios componentes por lo que su diseño es complejo

### **2.2.6.3. Sistemas hidráulicos en máquinas dobladoras**

El uso de sistemas hidráulicos en máquinas-herramientas se ha incrementado en la actualidad debido a su precisión y flexibilidad, sus rápidos avances, paro e inversión, que realiza con suavidad y precisión, simplicidad de operación y además de una de las razones más importantes que es su relación de peso-potencia. [5]

Por lo general los sistemas hidráulicos trabajan con una presión que va entre 1 y 35 MPa, y si se trata de operaciones especiales puede alcanzar presiones de hasta 70 MPa. La combinación entre un sistema hidráulico y un sistema electrónico es muy común ya que este último brinda ventajas por su control electrónico. [5]

Existen múltiples ventajas al utilizar sistemas hidráulicos en comparación de otros sistemas, sin embargo, también puede presentar inconveniente, a continuación se presentan algunas ventajas y desventajas:

➤ **Ventajas**

- Los actuadores hidráulicos relativamente pequeños pueden desarrollar fuerzas o pares grandes.
- La velocidad de arranque de los actuadores hidráulicos es más alta además, los paros e inversiones de velocidad son rápidos.
- Existen actuadores lineales y rotacionales lo que amplía las posibilidades de diseño.
- La velocidad de los actuadores hidráulicos al aplicar una carga no presenta disminuciones representativas ya que las fugas de fluido son mínimas.
- El fluido hidráulico además de transmitir la potencia funciona como refrigerante.
- A pesar de que el actuador puede funcionar bajo condiciones continuas, intermitentes, o de pérdida de velocidad, estos no presentan daños.

➤ **Desventajas**

- Un sistema hidráulico puede ser más costoso que un sistema eléctrico que realice la misma función.
- Si los fluidos hidráulicos no son resistentes al fuego se podría presentar una explosión.
- Es necesario evitar cualquier tipo de fugas, por lo que los sistemas tienden a ser complejos
- La contaminación del fluido puede traducirse en fallos de los componentes del sistema.
- Es muy complicado diseñar un sistema hidráulico, cuando el mismo tiene características demasiado exigentes, o las condiciones de diseño son complejas.

**2.2.7. Partes de una máquina dobladora hidráulica**

Una máquina dobladora hidráulica se compone de cuatro sistemas fundamentales que son:

Mecanismo, Sistema hidráulico, Sistema eléctrico y estructura, cada uno de los cuales está conformado por diferentes elementos.

### 2.2.7.1. Mecanismo

El mecanismo está formado por varios elementos que hacen posible la transmisión de la potencia proporcionada por el sistema hidráulico, para realizar el doblado de los tubos. Los siguientes elementos forman el mecanismo de la máquina: ejes, rodamientos, elementos de sujeción, matrices de conformado y zapata deslizante (para tubo de tres y cuatro pulgadas).

#### a) Ejes

Los ejes son elementos mecánicos que pueden ser fijos o giratorios, utilizados comúnmente en máquinas que requieran ruedas rotatorias, poleas, engranes o elementos similares, generalmente los ejes son de sección transversal circular. [6]

#### b) Matrices de conformado

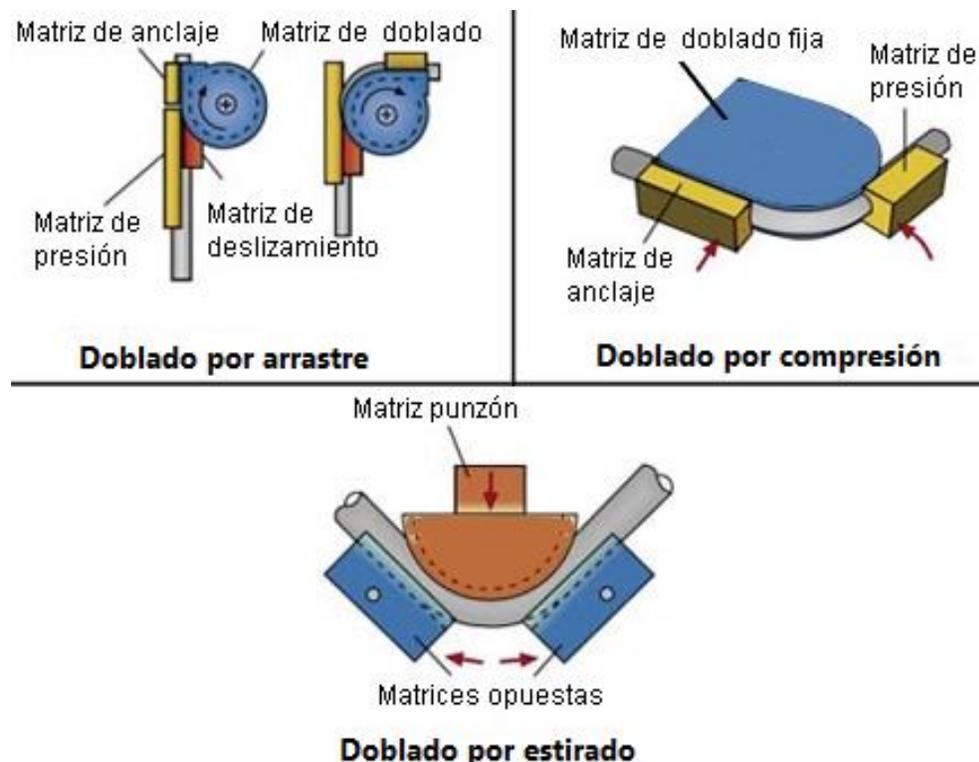


Figura 11. Esquema de las matrices de conformado en los diferentes métodos de doblado

(Fuente: <http://www.demaquinasyherramientas.com/wp-content/uploads/2013/10/>)

La matriz de conformado es un bloque de forma fija donde se apoyará el tubo y mediante la aplicación de fuerzas, el tubo tomará la forma de la matriz.

Como se puede ver en la figura anterior, la matriz de conformado tiene forma circular de un diámetro determinado, con un canal donde ingresará el tubo y tomará la forma de la misma. Dependiendo del método de doblado que se utilice, serán necesarias también matrices auxiliares que se usarán para sujetar o presionar el tubo, consiguiendo así el doblado de la pieza de trabajo.

### c) Elementos de sujeción

La función principal de estos elementos es sujetar o unir las partes que conforman los mecanismos y demás componentes de la máquina, estos elementos pueden ser pernos, tuercas, pasadores, prisioneros, remaches, soldaduras y adhesivos, con estos elementos se pueden desarrollar uniones no permanentes que ayudaran el desmontaje de la máquina para posibles mantenimientos.

#### 2.2.7.2. Sistema hidráulico

Un sistema hidráulico básico se encuentra compuesto por: depósito, bomba, actuador hidráulico, tuberías y mangueras de presión, válvulas de control, válvula de presión, etc. [7]

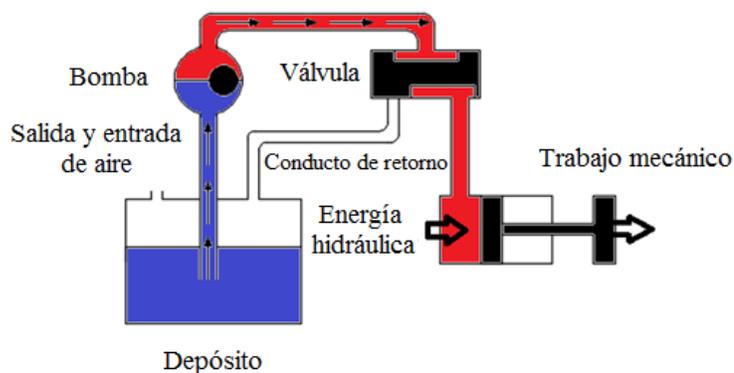


Figura 12. Sistema hidráulico básico

(Fuente: Realizado por el autor)

Su función es transformar la presión proporcionada por la bomba en una fuerza que ejercerá el vástago del actuador hidráulico, esta fuerza permitirá realizar un trabajo en el caso de la máquina dobladora permitirá la deformación de la tubería con la que se trabaja de forma permanente.

#### a) Depósito

Es un recipiente que cumple ciertas funciones como: almacena el líquido hidráulico, eliminar el calor, eliminar las impurezas y separar el líquido del aire, también debe liberar la presión del fluido hidráulico cuando el sistema lo requiera o para compensar fugas.

#### b) Bomba hidráulica

Transforman la energía mecánica proporcionada por un motor eléctrico en energía de presión hidráulica. Entre las bombas utilizadas para los sistemas hidráulicos están las bombas de desplazamiento positivo y las bombas de desplazamiento volumétrico.

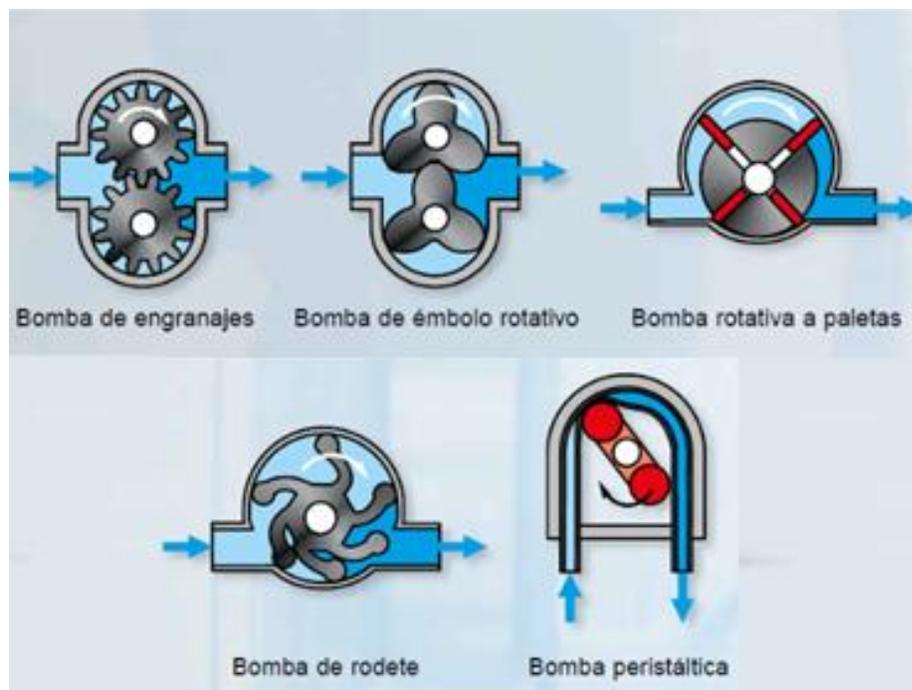


Figura 13. Tipos de bombas

(Fuente: <http://mkjoseperez829371.blogspot.com/2015/09/normal-0-21-false-false-false-es-mx-x.html>)

Bombas de desplazamiento positivo.- Genera presiones de hasta 800 bares, puede proporcionar un volumen de líquido en cada ciclo. Utiliza reguladores de presión o válvulas de seguridad ya que la presión se puede elevar mucho debido a que en ocasiones la impulsión se cierra.

Bomba de desplazamiento Volumétrico.- las más comunes son las bombas de engranajes, lóbulo, tornillo, paletas, pistón axial y pistón radial. Cuando se requiere un caudal constante es común utilizar bombas de engranajes y tornillos, mientras que las bombas de paletas y pistón se pueden utilizar en aplicaciones donde se requiera un caudal constante, ajustable y variable. [8]

En la tabla siguiente se muestran los parámetros de funcionamiento de las bombas hidráulicas más comercializadas.

TABLA V. Parámetros de funcionamiento de bombas hidráulicas

<b>Tipo de bomba</b>	<b>Margen de revoluciones (l/min)</b>	<b>Volumen de expulsión (cm<sup>3</sup>)</b>	<b>Presión nominal (bar)</b>	<b>Grado de eficiencia total</b>
Bomba de engranajes exteriores	500-3500	1,2-250	63-160	0,8-0,91
Bomba de engranajes interiores	500-3500	4-250	160-250	0,8-0,91
Bomba Helicoidal	500-4000	4-630	25-160	0,7-0,84
Bomba de aletas celulares	960-3000	5-160	100-160	0,8-0,93
Bomba de émbolos axiales	....-3000	100	200	0,82-0,92
	750-3000	25-800	160-250	0,82-0,92
	750-3000	25-800	160-320	0,8-0,92
Bomba de émbolos radiales	960-3000	5-160	160-320	0,9

(Fuente D. Merkle, B. Schrader y M. Thomes, Hidráulica nivel básico TP 501. Capítulo B. p. 218 [7])

### c) Actuador hidráulico

Son actuadores mecánicos lineales, que transforman la potencia hidráulica en una fuerza o movimiento lineal. Son muy utilizados en aplicaciones que demanden grandes fuerzas de empuje y desplazamientos elevados, sus aplicaciones comunes son: grúas hidráulicas, maquinas herramientas, vehículos, elevadores, etc. Funciona con el siguiente principio:

El fluido ingresa por una de las conexiones del actuador con una presión determinada, actuando sobre el área del pistón empujándolo linealmente, el vástago al estar unido al pistón se mueve simultáneamente. La distancia que recorre el pistón durante el desplazamiento se denomina carrera. [8]

Entre los tipos de actuadores hidráulicos tenemos: simple efecto, doble efecto y telescópicos.

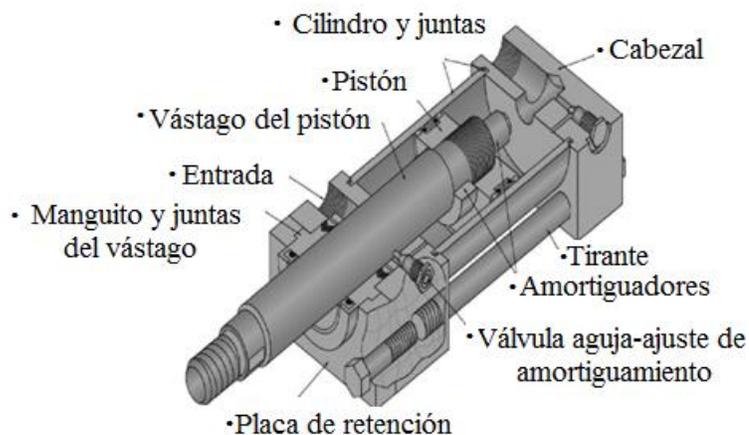


Figura 14. Partes de un actuador hidráulico simple

(Fuente: A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, Primera ed., Barcelona: Marcombo S.A., 2007, Capítulo 3, p. 160 [8])

#### 1. Actuadores hidráulicos simple efecto

El fluido hidráulico ingresa por la conexión empujando al pistón en una dirección, al finalizar la carrera el pistón será empujado en sentido contrario por una fuerza externa, que puede ser un resorte o la gravedad. La válvula de control regula el ingreso y salida del fluido.

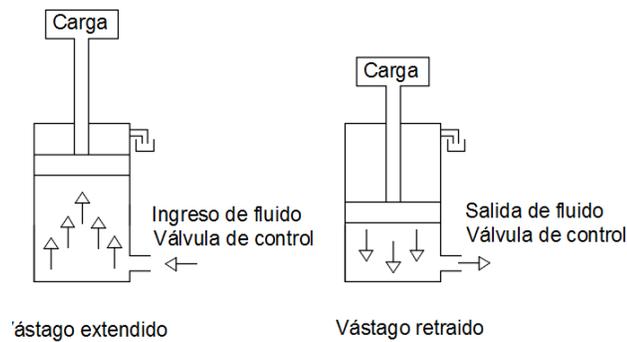


Figura 15. Actuador hidráulico simple efecto

(Fuente: Realizado por el autor)

## 2. Actuadores hidráulicos de doble efecto

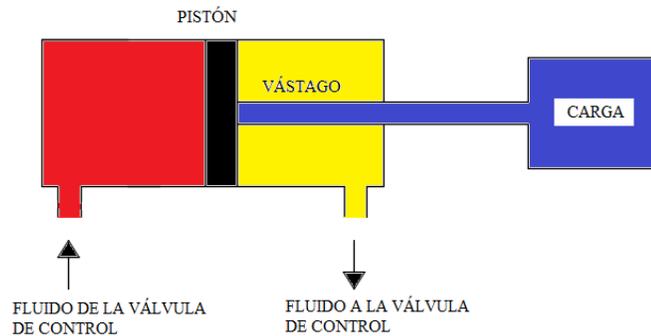


Figura 16. Actuador hidráulico doble efecto

(Fuente: Realizado por el autor)

En este caso el fluido hidráulico mueve el pistón en los dos sentidos (avance y retroceso), por lo que tiene dos conexiones que permiten el ingreso y salida del fluido hidráulico antes y después de la carrera del pistón. Son los más utilizados en la actualidad debido a sus múltiples aplicaciones.

## 3. Actuador hidráulico telescópico

Este tipo de cilindro hidráulico contiene en su interior otros cilindros de menor diámetro, al ingresar el fluido hidráulico este se expande por etapas consiguiendo carreras muy largas a pesar de que las camisas son relativamente cortas, se pueden encontrar en el mercado cilindros telescópicos de simple o doble efecto. Es muy utilizado en grúas.

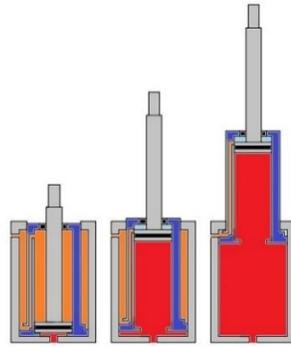


Figura 17. Actuador hidráulico telescópico

(Fuente: Realizado por el autor)

#### d) Conductos de presión

Los conductos son de suma importancia ya que mediante ellos se conectan todos los elementos del sistema, pueden ser rígidos como tuberías o también se pueden encontrar destinos conductos flexibles o mangueras. El líquido fluye a través de los conductos desde la bomba hasta el cilindro hidráulico, y también de retorno hasta el depósito, los conductos deben ser instalados de tal forma que las pérdidas sean mínimas.

#### e) Válvulas de control direccional o distribuidoras

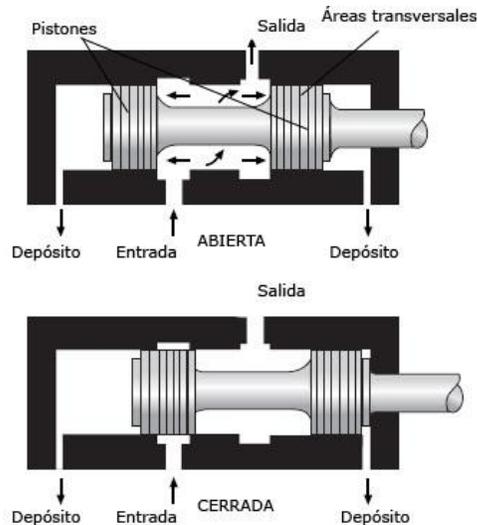


Figura 18. Válvula de control direccional, de dos vías

(Fuente: [http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica\\_hidraulica31.htm](http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica31.htm))

Estos dispositivos se usan para mover el pistón de un extremo a otro de su carrera dentro del cilindro cambiando el flujo del fluido hidráulico, dependiendo de su aplicación estas pueden regular o determinar el valor de presión o del caudal, mientras que otras se limitan a interconectar tuberías, el circuito hidráulico se controla mediante estos dispositivos.

Algunos ejemplos de válvulas direccionales son:

➤ **Válvulas 2/2 (2 vías-2 posiciones)**

Su posición inicial puede ser normalmente abierta N.A. o normalmente cerrada N.C. dependiendo de la disposición del obturador y del resorte. Controla el paro, el arranque y la dirección. Se puede controlar mediante la excitación del solenoide o también manualmente por medio de un botón lateral.

➤ **Válvula 3/2 (3 vías-2 posiciones)**

Su función es similar a la válvula 2/2 con la diferencia que esta posee 3 vías que se conectan brevemente durante la conmutación (solape negativo), en una de ellas va el actuador que generalmente es un cilindro de simple efecto, las otras dos vías se conectan al tanque y a la presión, de forma que en una posición el fluido vaya al actuador y en la otra posición retorne del actuador al tanque.

➤ **Válvula 4/2 (4 vías-2 posiciones)**

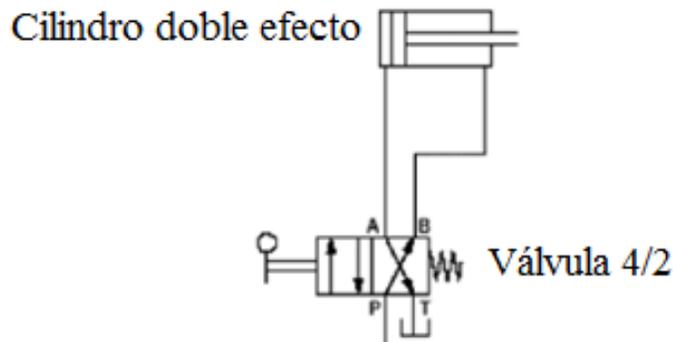


Figura 19. Control de un cilindro de doble efecto con una válvula distribuidora 4/2

(Fuente: A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, Primera ed., Barcelona: Marcombo S.A., 2007, Capítulo 3, p. 172 [8])

Tiene 4 entradas, las entradas 1,2 y 3 admiten simultáneamente la presión y generalmente la entrada 3 se conecta a la bomba, 2 y 4 a los actuadores y la 1 al tanque. Esta válvula permite que en una posición se produzca el movimiento del actuador en un sentido, es decir, salga el pistón mientras que en la otra posición el pistón entra. [8]

➤ **Válvula 4/3 (4 vías-3 posiciones)**

Tiene 4 vías y tres posiciones, la posición central es de recirculación a depósito, de esta forma, se consigue 3 posiciones, una de avance, una de retroceso y la posición central en la cual el fluido que sale de la bomba regresa al tanque evitando las pérdidas de presión y energía de la bomba cuando el sistema se encuentra en reposo.

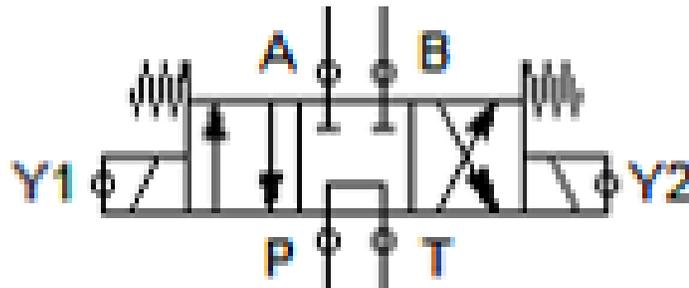


Figura 20. Válvula 4/3 (4 vías-3 posiciones)

(Fuente: D. Merkle, B. Schrader y M. Thomes, «Hidráulica nivel básico TP 501. Capítulo B. p. 281 [7])

**f) Válvula reguladora de presión**

También llamadas válvulas de seguridad, cuya función es proteger los componentes del sistema, limitando la presión máxima, evitando así que la presión no exceda los valores límite de los componentes, otra función de esta válvula es mantener la presión dentro de un rango determinado para el cual ha sido diseñado el sistema. [9]

**g) Otros elementos hidráulicos**

Constituyen los accesorios de seguridad y protección del circuito y además las juntas y sellos, es necesario recalcar la importancia de cada uno de estos elementos ya que es común que se presenten problemas en el circuito por fugas.

## h) Fluido hidráulico

Es un elemento imprescindible dentro del sistema hidráulico, este transmitirá la potencia al actuador, en donde se transformará en una fuerza o movimiento lineal. Es tan importante la función del fluido hidráulico que debe cumplir con propiedades óptimas para garantizar el funcionamiento adecuado de todo el sistema, entre las propiedades que se deben tomar en cuenta para la selección del fluido están:

- Buena viscosidad con un rango de temperatura amplio, generalmente entre  $-70^{\circ}\text{C}$  hasta  $+80^{\circ}\text{C}$ .
- No ser inflamable
- No ser corrosivo
- Ser buen disipador de calor
- Incompresible en un rango amplio de presiones
- Capacidad alta de lubricación alta en metales y gomas. Según [10]

## i) Filtros

Dentro de un sistema hidráulico es esencial el filtrado del fluido ya que se pueden presentar suciedad e impurezas causadas por el funcionamiento normal del sistema, afectando los elementos en contacto con los mismos como las válvulas y la bomba.

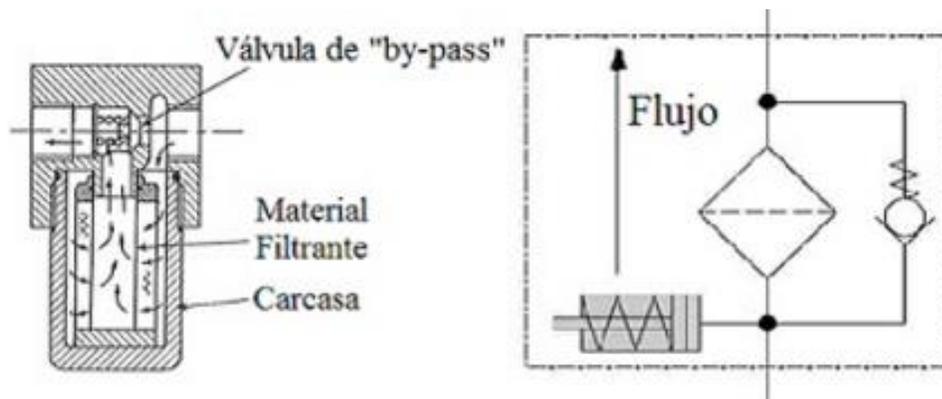


Figura 21. Esquema y símbolo del filtro hidráulico

(Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21.>)

Entre las partes que componen un filtro tenemos una carcasa exterior que contiene un material filtrante, una válvula by-pass tipo antiretorno, que se abrirá cuando el material filtrante esté saturado, de forma que permita el paso del flujo evitando que el sistema pare.

El filtro puede ocupar diversas posiciones dentro de un sistema hidráulico dependiendo de las necesidades:

- **Filtrado en la aspiración:** Se filtra el fluido antes de que ingrese a la bomba, es ideal para proteger la bomba de cualquier daño, pero se debe considerar el efecto de cavitación.
- **Filtrado en la impulsión:** El fluido se filtra a la salida de la bomba, requiere de filtros más robustos ya que existirá un aumento de presión en esta posición, por lo que se creará una resistencia a la presión.
- **Filtrado en el retorno:** Si se coloca un filtro en los conductos de retorno se evitarán los problemas de cavitación y resistencia a la presión como en los casos anteriores.
- **Filtrado en circuito independiente:** Cuando los circuitos hidráulicos no admiten filtros en la aspiración, impulsión o retorno por diversas razones, el filtro puede situarse en un circuito independiente que además cumpla otras funciones como la refrigeración del fluido.

#### **2.2.7.3. Sistema eléctrico**

Es el conjunto de elementos que permitirán accionar el motor y por lo tanto la bomba hidráulica que irá acoplado a él, generando la presión necesaria en el cilindro y permitiendo el funcionamiento de la máquina.

#### **2.2.7.4. Estructura**

Se compone de diferentes perfiles estructurales, y su diseño depende de las dimensiones y cargas que generan de los sistemas descritos anteriormente, además deberá soportar las fuerzas generadas por el proceso de doblado.

## CAPÍTULO III: DISEÑO DEL PROYECTO

### 3.1. Selección de alternativas

Luego de revisar la diferente bibliografía disponible en cuanto a tipos de máquinas dobladoras existentes, y los diferentes tipos de método de doblado que se utilizan, es necesario seleccionar un método de doblado adecuado para doblar tubería cédula 40 de 3 y 4 pulgadas de diámetro. Entre los métodos de doblado más comunes tenemos:

1. Doblado por compresión
2. Doblado por arrastre
3. Doblado por estirado

A continuación se realizara la selección mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados como se indica en [11].

#### **Método ordinal corregido de criterios ponderados**

Este método proporciona resultados globales significativos que permiten seleccionar una alternativa adecuada, sin tener que evaluar los parámetros de cada propiedad y sin evaluar numéricamente cada criterio. [11]

Para utilizar este método es necesario la utilización de tablas donde cada alternativa se confronta con las restantes, los valores asignados son los siguientes:

- 1: cuando las alternativas de las filas es superior (o mejor; >) que la de las columnas
- 0,5: cuando la alternativa de las filas es igual(=) a la de las columnas
- 0: Cuando la alternativa de las filas es inferior (o peor; <) que la de las columnas

Una vez asignado los valores para cada alternativa, se suman los valores asignados en relación con las restantes, a la cual se le añade una unidad (evitando así que la alternativa menos favorable tenga una valoración nula); luego en otra columna se calculan los valores ponderados para cada alternativa. Por último, la suma de los productos de los pesos

específicos de cada alternativa por el peso específico del respectivo criterio nos permite obtener la evaluación total para cada alternativa. [11]

### **3.1.1. Selección del método de doblado**

#### **3.1.1.1. Alternativas**

- **Doblado por compresión**
- **Doblado por arrastre**
- **Doblado por estirado**

Se selecciona uno de estos métodos de doblado para diseñar la máquina dobladora hidráulica. A continuación se presentan las ventajas y desventajas de cada alternativa según [12]:

- **Alternativa 1:** Doblado por compresión

#### **Ventajas**

- Mayor control de la recuperación elástica
- Mínimo aplastamiento de la pared del tubo
- La fricción influye muy poco en el proceso de doblado
- Precisión en los ángulos de doblado
- Se usa comúnmente para tuberías de pared gruesa

#### **Desventajas**

- Desgaste de piezas en uso continuo
- Es limitado para dobleces de radios grandes

- **Alternativa 2:** Doblado por arrastre

#### **Ventajas**

- Doblado uniforme sobre la matriz

- Mínimo aplastamiento de la pared del tubo
- Recuperación elástica controlable

### **Desventajas**

- No se puede utilizar en tubería de pared delgada
- Disminución de vida útil de la matriz debido a la fricción

### ➤ **Alternativa 3** Doblado por estirado:

### **Ventajas**

- Cambio de matrices sencillo
- Adecuado para doblar tubería de pared gruesa
- Precisión en ángulos de doblado
- Poca recuperación elástica del material

### **Desventajas**

- Ángulo máximo de doblado 180°
- Disminución del espesor de la pared del tubo en la zona doblada

### **3.1.1.2. Proceso para la selección de alternativas**

#### **Evaluación del peso específico de cada criterio**

Para la selección de la alternativa más adecuada se determinan diversos parámetros o criterios de mayor importancia, de cada una de ellas:

#### ➤ **Precisión de doblado**

Es necesario evaluar los distintos tipos de proceso de doblado para identificar cuál de ellos presenta mayor precisión en los ángulos de doblado, tomando en cuenta aspectos como la recuperación elástica del material.

➤ **Costos de los componentes (Costos)**

Cada método de doblado utiliza diferentes elementos básicos, por lo que es necesario comparar el costo total de cada método, para seleccionar la alternativa más adecuada.

➤ **Rendimiento**

Con el método de doblado seleccionado se debe doblar la mayor cantidad posible de tubos en un determinado tiempo. Además, las piezas no se deben desgastar de forma acelerada.

➤ **Calidad**

Calidad de las paredes luego del proceso de doblado (libre de arrugas, grietas, etc.) y los ángulos obtenidos.

➤ **Maniobrabilidad**

Facilidad en el cambio de las matrices, accionamiento y paro de la máquina, carga y descarga de la tubería a doblar. El operario debe realizar el menor esfuerzo posible.

Luego de analizar cada uno de los parámetros, se indica a continuación el orden jerárquico de los mismos: 1) Costos, 2) Precisión, 3) Calidad, 4) Rendimiento, 5) Maniobrabilidad.

**Evaluación del peso específico de cada criterio**

TABLA VI. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Criterio	Costos	Precisión	Calidad	Rendimiento	Maniobrabilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Costos	1	0	0	0	0	5	0,333
Precisión	0	1	0	0	0	4	0,267
Calidad	0	0	1	0	0	3	0,2
Rendimiento	0	0	0	1	0,5	1,5	0,1
Maniobrabilidad	0	0	0	0,5	1	1,5	0,1
						15	1

(Fuente: Realizado por el autor)

## 1. Evaluación del peso específico del criterio *Costos*

TABLA VII. Evaluación del peso específico del criterio Costos.

Costos	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa 3	1	1		3	0,5
				6	1

(Fuente: Realizado por el autor)

## 2. Evaluación del peso específico del criterio *Precisión*

TABLA VIII. Evaluación del peso específico del criterio Precisión.

Precisión	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	0,5	2,5	0,417
Alternativa 2	0		0	1	0,167
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,417
				6	1

(Fuente: Realizado por el autor)

## 3. Evaluación del peso específico del criterio *Calidad*

TABLA IX. Evaluación del peso específico del criterio Calidad.

Calidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		1	1	3	0,5
Alternativa 2	0		1	2	0,333
Alternativa 3	0	0		1	0,167
				6	1

(Fuente: Realizado por el autor)

## 4. Evaluación del peso específico del criterio *Rendimiento*

TABLA X. Evaluación del peso específico del criterio Rendimiento.

Rendimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa 3	1	1		3	0,5
				6	1

(Fuente: Realizado por el autor)

## 5. Evaluación del peso específico del criterio *Maniobrabilidad*

TABLA XI. Evaluación del peso específico del criterio Maniobrabilidad.

Maniobrabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderado
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa 3	1	1		3	0,5
				6	1

(Fuente: Realizado por el autor)

### Tabla de conclusiones

TABLA XII. Tabla de conclusiones

Conclusión	Costos	Precisión	Calidad	Rendimiento	Maniobrabilidad	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0,25* 0,33	0,42* 0,27	0,5* 0,2	0,25* 0,1	0,25* 0,1	0,34	2
Alternativa 2	0,25* 0,33	0,17* 0,27	0,33* 0,2	0,25* 0,1	0,25* 0,1	0,24	3
Alternativa 3	0,5* 0,33	0,42* 0,27	0,17* 0,2	0,5* 0,1	0,5* 0,1	0,41	1

(Fuente: Realizado por el autor)

Como se puede ver en la tabla de conclusiones la alternativa número tres tiene una mayor prioridad, por lo que se ajusta de mejor manera al presente proyecto, y el método de doblado que se diseñará para la máquina es doblado por estirado.

La máquina dobladora tendrá una central hidráulica que proporcione la fuerza necesaria para doblar la tubería, y el método de doblado que utilizará es por estirado por lo que se debe diseñar un mecanismo de acuerdo con la configuración de este método.

### 3.2. Cálculos o Modelo Operativo

#### 3.2.1. Cálculo de la fuerza de doblado

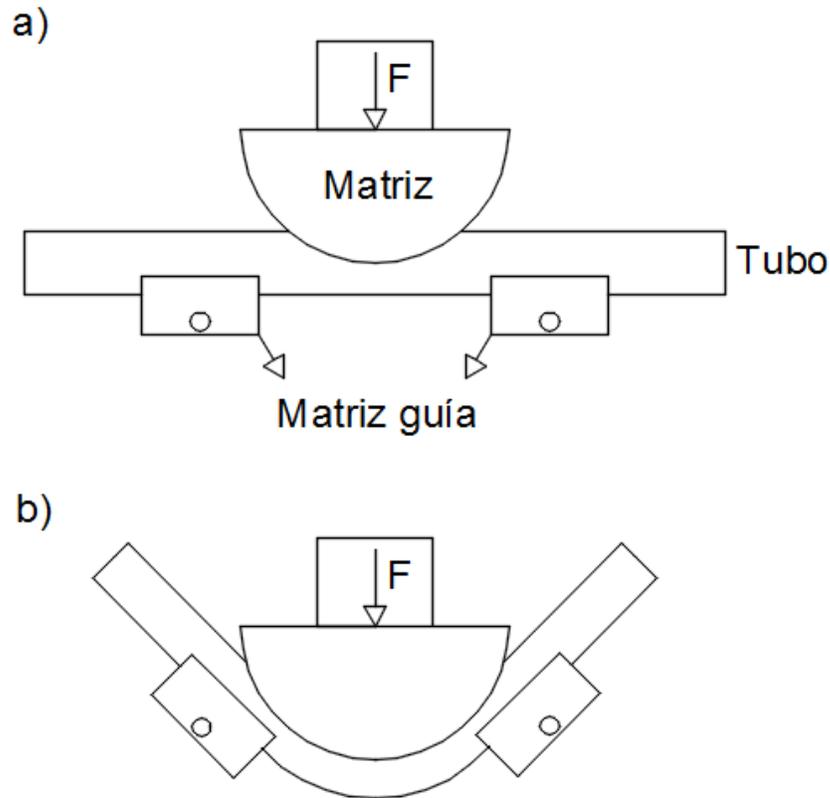


Figura 22. Esquema del proceso de doblado por estirado, a) Inicio del proceso, b) Fin del proceso de doblado.

(Fuente: Realizado por el autor)

El diseño iniciará con el cálculo de la fuerza necesaria para doblar la tubería, de acuerdo con la teoría de flexión pura, si se considera a la tubería como una viga a la que se le aplica una fuerza transversal, se producirán esfuerzos en la misma, para que la sección se deforme plásticamente estos esfuerzos deben ser mayores al esfuerzo de fluencia  $\sigma > \sigma_y$ .

#### Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (\text{Ec. 1}) [13]$$

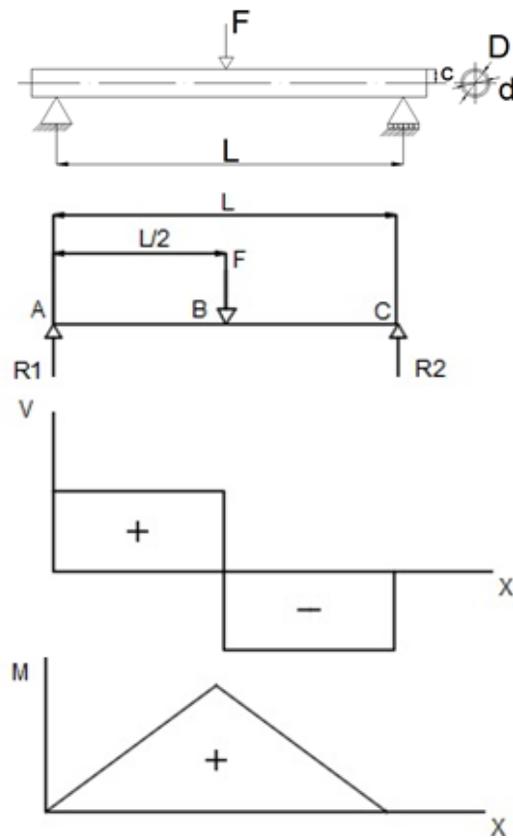


Figura 23. Reacciones de la viga (Apoyos simples: Carga central), Diagrama de fuerza cortante, Diagrama de momento flector.

(Fuente: Realizado por autor)

De acuerdo con la Ec. 1 tenemos que:

<p><math>M</math>=Momento máximo</p> $M = \frac{F}{2} * \frac{L}{2} = \frac{FL}{4} \quad (\text{Ec. 2}) [6]$	<p><math>c</math>= Distancia desde el eje neutro hasta el punto de aplicación del esfuerzo</p> $c = \frac{h}{2} = \frac{D}{2} \quad (\text{Ec. 3}) [13]$
<p><math>I</math>=Momento de inercia de la sección circular hueca:</p> $I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (\text{Ec. 4}) [6]$	

Donde:

$F$  = Fuerza necesaria para deformar la tubería

$L$  = Distancia entre apoyos

$h$  = Altura de la sección (Diámetro de la tubería)

$D$  = Diámetro externo del tubo

$d$  = Diámetro interno del tubo

Si se reemplaza la Ec. 2, Ec. 3 y Ec. 4 en Ec. 1 obtendremos:

$$\sigma = \frac{\frac{FL}{4} \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)}$$

$$F = \frac{\sigma\pi(D^4 - d^4)}{8LD}$$

La fuerza necesaria para doblar el tubo se producirá cuando el esfuerzo máximo ( $\sigma$ ) sea mayor al límite de fluencia ( $\sigma_y$ ):  $\sigma > \sigma_y$

$$F > \frac{\sigma_y \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{8L \cdot D} \quad (\text{Ec. 5})$$

Se calculará la fuerza necesaria para doblar el tubo de 3 y 4 pulgadas cédula 40, los datos que se reemplazarán en Ec. 5 son los siguientes:

- $D$ = Diámetro externo del tubo
- $d$ =Diámetro interno del tubo
- $\sigma_y$ = Límite de fluencia
- $L$ = Distancia entre apoyos
- $F$ = Fuerza necesaria para doblar la tubería

A continuación se detalla cada uno de los datos:

## Diámetro externo e interno de la tubería

### Tubo de 4 pulgadas

- $D = 114,3 \text{ mm} = 0,1143 \text{ m}$
- $d = 102,26 \text{ mm} = 0,10226 \text{ m}$

(Ver ANEXO A)

### Tubo de 3 pulgadas

- $D = 88,9 \text{ mm} = 0,0889 \text{ m}$
- $d = 77,92 \text{ mm} = 0,07792 \text{ m}$

## Límite de fluencia

$\sigma_y = 35000 \text{ psi} = 241,31 \text{ MPa}$ , se trabajará con un valor de 250 MPa.

(Ver ANEXO A)

## Distancia entre apoyos

Para determinar la distancia entre apoyos y verificar que la deformación del tubo sea adecuada se realizaron simulaciones del proceso de doblado y se estableció una distancia de 800 mm para la tubería de 4 pulgadas y 600 mm para la tubería de 3 pulgadas.

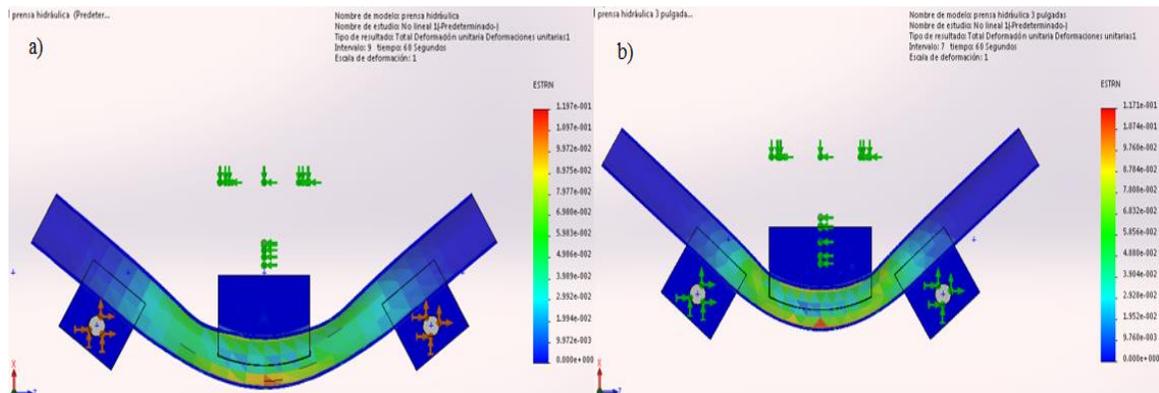


Figura 24. Simulación del proceso de doblado por elementos finitos, a) tubería de 4 pulgadas, b) tubería de 3 pulgadas.

(Fuente: Realizado por el autor)

## Cálculo de la fuerza

Una vez obtenidos los datos necesarios para el cálculo de la fuerza se los reemplaza en la Ec. 5:

**a) Cálculo de la fuerza de doblado para la tubería de 3 pulgadas**

Datos:

- $D = 0,0889 \text{ m}$
- $d = 0,07792 \text{ m}$
- $L = 600 \text{ mm}$
- $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

$$F > \frac{250 * 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot \pi \cdot [(0,0889 \text{ m})^4 - (0,07792 \text{ m})^4]}{(8)(0,6 \text{ m})(0,0889 \text{ m})}$$

$$F > 47113,022 \text{ N}$$

**b) Cálculo de la fuerza de doblado para la tubería de 4 pulgadas**

Datos:

- $D = 0,1143 \text{ m}$
- $d = 0,10226 \text{ m}$
- $L = 800 \text{ mm}$
- $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

$$F > \frac{250 * 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot \pi \cdot [(0,1143 \text{ m})^4 - (0,10226 \text{ m})^4]}{(8)(0,8 \text{ m})(0,1143 \text{ m})}$$

$$F > 65846,883 \text{ N}$$

Se toma la fuerza mayor para realizar los cálculos posteriores:

$$F > 65846,883 \text{ N}$$

$$F \cong 70000 \text{ N}$$

### 3.2.2. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

#### 3.2.2.1. Dimensionamiento del actuador hidráulico

El actuador a dimensionar es doble efecto ya que con este se facilita la inversión del movimiento ejecutado por el vástago, el actuador posee dos conexiones para el fluido hidráulico, por lo que la presión se ejerce en las dos caras del vástago.

Para iniciar el dimensionamiento del actuador hidráulico se utilizará la Ec. 6:

$$F = P * A * 0.9$$

(Ec. 6) [8]

$$A = \frac{F}{P * 0.9}$$

En donde:

$$F = \text{Fuerza requerida}$$

$$P = \text{Presión que se ejercerá en el cilindro}$$

$$A = \text{Área de la Superficie del émbolo}$$

0.9 = *coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del actuador*

Para el cálculo del área del émbolo, los datos necesarios son la fuerza de doblado y la presión que será proporcionada por una bomba hidráulica.

La fuerza necesaria para deformar la tubería de 4 pulgadas debe ser mayor a **70000 N**, si se seleccionan un actuador hidráulico que ejerza esta fuerza, el sistema trabajara a esfuerzos máximos, por lo que se considera una fuerza mayor para evitar inconvenientes. Tomando en cuenta los resultados obtenidos en [14], se asume que la presión de la bomba es de 25 MPa y se reemplazan los datos en la Ec. 6, tenemos:

$F \cong 2 * 70000 \text{ N}$  → Para evitar que la máquina trabaje a esfuerzos máximos

$$F = 140000 \text{ N}$$

$$A = \frac{140000 \text{ N}}{\left(25 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) * 0.9}$$

$$A = 6,22 * 10^{-3} \text{ m}^2 = 6222,22 \text{ mm}^2$$

#### a) Dimensionamiento del émbolo

Utilizando la siguiente ecuación encontraremos el diámetro del émbolo:

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (\text{Ec. 7}) [6]$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(6222,22 \text{ mm}^2)}{\pi}}$$

$$d = 89,01 \text{ mm}$$

#### b) Selección del actuador hidráulico

##### Parámetros de selección

- **Carrera:** >300 mm
- **Diámetro del émbolo:** > 89,01 mm

Por disponibilidad en el mercado local se adquiere un actuador hidráulico con las siguientes características:

- **Diámetro del émbolo:** 100 mm
- **Diámetro exterior:** 4,5 pulgadas= 114,3 mm
- **Diámetro del vástago:** 2,5 pulgadas; 63,5 mm
- **Carrera:** 800 mm

### c) Comprobación de la resistencia del actuador hidráulico

#### ➤ Cálculo de la presión máxima soportada por el actuador hidráulico

De acuerdo con las características del actuador hidráulico seleccionado se calcula la máxima presión soportada por el mismo, la cual debe ser mayor a la presión proporcionada por la bomba.

Según [6] Los actuadores hidráulicos se pueden considerar como cilindros presurizados. Los cuales se clasifican en cilindros de pared gruesa o delgada dependiendo de la siguiente relación:

$$\frac{t}{r_i} \leq \frac{1}{20} \quad (\text{Ec. 8}) [6]$$

Donde:

$t$  = Espesor de pared del cilindro.

$r_i$  = Radio interno del cilindro.

Si la relación espesor-radio interno, es menor o igual a 1/20 el cilindro se considera de pared delgada, de lo contrario será de pared gruesa.

Los datos son los siguientes:

*Diámetro exterior* = 4,5 pulgadas = 114,3 mm

*Diámetro interior* = 100 mm

$$\text{Espesor de pared } (t) = \frac{114,3 \text{ mm} - 100 \text{ mm}}{2} = 7,15 \text{ mm}$$

$$\text{Radio exterior } (R) = \frac{114,3 \text{ mm}}{2} = 57,15 \text{ mm}$$

$$\text{Radio interior } (r) = \frac{100 \text{ mm}}{2} = 50 \text{ mm}$$

Se determina entonces si el actuador hidráulico seleccionado se considera un cilindro de pared gruesa o delgada:

$$\frac{t}{ri} \leq \frac{1}{20}$$

$$\frac{7,15}{50} \leq \frac{1}{20}$$

$$0,143 > 0,05$$

El actuador no cumple con la condición de cilindros de pared delgada, por lo que a continuación se presentan las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos en cilindros de pared gruesa:

$$\begin{aligned} a) \sigma_t &= P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \\ b) \sigma_r &= -P \end{aligned} \quad (\text{Ec. 9}) [6]$$

Donde:

$\sigma_t$  = *Esfuerzo tangencial promedio.*

$\sigma_r$  = *Esfuerzo radial.*

$P$  = *Presión interna ejercida sobre la pared del cilindro.*

$R$  = *Radio externo del cilindro.*

$r$  = *Radio interno del cilindro.*

Si se reemplaza el límite de fluencia del material del cilindro por el esfuerzo tangencial en la Ec. 9, tenemos:

$$S_y = P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2}$$

De donde despejamos y calculamos la presión máxima que soportará el cilindro:

Límite de fluencia del material: 420 MPa (Ver ANEXO B1), Acero St-52 para cilindros a presión / DIN 2391.

$$P = Sy \frac{R^2 - r^2}{R^2 + r^2}$$

$$P = 420 \text{ MPa} * \frac{(0,05715 \text{ m})^2 - (0,05 \text{ m})^2}{(0,05715 \text{ m})^2 + (0,05 \text{ m})^2}$$

$$P = 55,8 \text{ MPa}$$

Este valor se debe tener en consideración al momento de seleccionar la bomba hidráulica.

➤ **Comprobación de resistencia del vástago**

Otro dato importante para la selección del actuador es el diámetro del vástago necesario para soportar la carga o fuerza que debe ejercer, el vástago se puede considerar una barra la cual está sometida a compresión por lo que es posible aplicar la fórmula de Euler para columnas [6]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (\text{Ec. 10}) [6]$$

Donde:

$P_{cr}$  = Carga crítica de pandeo

$E$  = Módulo de elasticidad

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal del vástago

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (\text{Ec. 11}) [6]$$

$L$  = Longitud de pandeo del vástago (carrera)

$C$  = Su valor depende de las condiciones de los extremos de la columna

Si se reemplaza la Ec. 11 en Ec. 10 se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^3ED^4}{64L^2}$$

Utilizando la ecuación anterior se puede determinar la carga crítica de pandeo del vástago la cual debe ser mayor a la fuerza aplicada:  $P_{cr} > F$

Datos:

- $D = 63,5 \text{ mm} = 0,0635 \text{ m}$
- $L = \text{Carrera} = 800 \text{ mm} = 0,8 \text{ m}$
- $E = 206 \text{ MPa}$

El módulo de elasticidad se obtiene del material con el que se construye el vástago, comúnmente es acero SAE 1045 de alta resistencia (Ver ANEXO B1).

- $C = 1$ , Se utiliza los valores según la figura 26 de una configuración articulado - articulado

SOLICITACIONES SEGÚN EULER	CASO 1 Un extremo libre, un extremo fijo	CASO 2 (BÁSICO) Dos extremos articulados	CASO 3 Un extremo articulado un extremo fijo	CASO 4 Dos extremos fijos
GRÁFICO				
LONGITUD LIBRE DE PANDEO	$Sk = 2l$	$Sk = l$	$Sk = \sqrt{l}$	$Sk = \frac{l}{2}$
SITUACIÓN DE MONTAJE DEL CILINDRO	<p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K</p>	<p>Montajes: H, I, J, L, M, N</p>	<p>Indicación: Guiado cuidadoso de la carga, posible bloqueo</p> <p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, K</p>	<p>Indicación: Desfavorable, gran posibilidad de bloqueo</p> <p>Montajes: A, B, C, D, E, F, G, H</p>

Figura 25. Métodos de sujeción de columnas sometidas a compresión

(Fuente: <http://www.alecar.com/photo/productos/Linea70.pdf>)

Condiciones de extremos de columnas	Constante C de condición de extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado*
Empotrado-libre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Articulado-articulado	1	1	1
Empotrado-articulado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

\*Para usarse sólo con factores de seguridad amplios cuando la carga de la columna se conozca con exactitud.

Figura 26. Constantes de condiciones de extremos de las columnas de Euler

(Fuente: [6])

$$P_{cr} = \frac{(1)\pi^3(206 * 10^9 \frac{N}{m^2})(0,0635 m)^4}{64(0,8 m)^2}$$

$$P_{cr} = 2535430,97 N$$

$$P_{cr} > F$$

$$2535430,974 N > 140000 N$$

El vástago resistirá adecuadamente la carga aplicada.

### 3.2.2.2. Caudal requerido por el sistema

$$Q = V * A \quad (\text{Ec. 12}) [8]$$

Donde:

$$Q = \text{caudal del actuador} \frac{m^3}{s}$$

$$V = \text{Velocidad del vástago} \frac{m}{s}$$

$$A = \text{Área de la Superficie del actuador} m^2$$

## Cálculo de la velocidad de avance y retroceso

$$V = \frac{L}{t} \quad (\text{Ec. 13}) [10]$$

Donde:

$L = \text{Carrera del actuador}$

$t = \text{Tiempo de desplazamiento}$

Si se estima un tiempo de 60 segundos en avance  $V_1$  y 45 segundos en retroceso  $V_2$  y se reemplaza los datos en la Ec.13, tenemos:

$$V_1 = \frac{0.8 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 0,0133 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_2 = \frac{0.8 \text{ m}}{45 \text{ s}} = 0,0178 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

## Cálculo del área

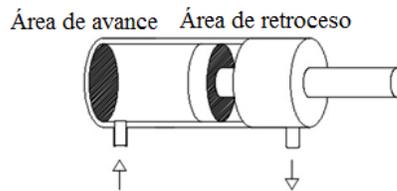


Figura 27. Área de avance y retroceso en el actuador hidráulico

(Fuente: Realizado por el autor)

## Área de avance

$$A_1 = \frac{\pi}{4} * d^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} * (0,1 \text{ m})^2$$

$$A_1 = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

### Área de retroceso

$$A_2 = 7,85 * 10^{-3} m^2 - \text{área de vástago}$$

$$A_2 = 7,85 * 10^{-3} m^2 - \frac{\pi}{4} * (0,0635 m)^2$$

$$A_2 = 4,687 * 10^{-3} m^2$$

### Cálculo del caudal de avance y retroceso

El caudal necesario para el avance y retroceso se calcula utilizando la Ec. 12:

$$Q_1 = V_1 * A_1$$

#### a. Caudal de avance

$$Q_1 = (0,0133 \frac{m}{s}) * (7,85 * 10^{-3} m^2)$$

$$Q_1 = 1,044 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

#### b. Caudal de retroceso

$$Q_2 = (0,0178 \frac{m}{s}) * (4,687 * 10^{-3} m^2)$$

$$Q_2 = 8,343 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

### Caudal máximo requerido por el sistema

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = 1,044 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} + 8,343 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 1,878 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 11,27 \frac{l}{min}$$

La bomba seleccionada deberá proporcionar un caudal mayor a  $11,27 \frac{l}{min}$

### 3.2.2.3. Presión requerida por el sistema

Una vez obtenidos los datos del actuador hidráulico se calcula la presión necesaria para el sistema, utilizando la Ec. 6:

$$F = P * A * 0.9$$
$$P = \frac{F}{A * 0.9} = \frac{140000 \text{ N}}{(7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2)0.9}$$
$$P = 19,816 \text{ MPa}$$

### 3.2.2.4. Selección de la bomba hidráulica

La bomba hidráulica seleccionada debe proporcionar una presión y caudal mayores a 19,816 MPa y  $11,27 \frac{l}{min}$  respectivamente.

#### Características de la bomba hidráulica seleccionada



Figura 28. Bomba hidráulica CASAPPA

(Fuente: Realizada por el autor)

- Bomba hidráulica de engranajes
- **Marca:** Casappa
- **Modelo:** PL 10-6,3
- **Presión de trabajo:** 23 MPa / 3350 psi
- **Desplazamiento volumétrico:**  $6,67 \frac{cm^3}{rev}$  /  $0,41 \frac{in^3}{rev}$
- **Velocidad máxima de trabajo:** 3500 RPM (Ver ANEXO B2)

Se selecciona una bomba con un rango de presión mayor para compensar las posibles pérdidas que se pueden generar en el sistema, las mismas que se calcularán posteriormente.

### 3.2.2.5. Selección del motor eléctrico

#### Cálculo de velocidad del motor

(Ec.14) [7]

$$Q = \frac{\text{Desplazamiento volumétrico} \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * \text{Velocidad} [\text{rpm}]}{1000 * \text{Rendimiento}} \left[ \frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Como el caudal ( $Q$ ) debe ser mayor a  $11,285 \frac{\text{l}}{\text{min}}$  reemplazamos en la Ec.14, y encontramos la velocidad necesaria del motor:

$$11,285 \frac{\text{l}}{\text{min}} = \frac{6,67 \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * V}{1000 * 0,9}$$

$$V = 1522,687 \text{ rpm}$$

Se seleccionará un motor con una velocidad mayor a  $1522,687 \text{ rpm}$

#### Cálculo de la potencia del motor

Se calcula la potencia del motor necesaria para satisfacer las necesidades del sistema hidráulico, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación:

$$Pr = \frac{Q \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * P \left[ \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]}{\eta} [\text{kW}] \quad (\text{Ec. 15}) [9]$$

Donde:

- $Pr = \text{Potencia requerida}$
- $Q = \text{Caudal del sistema}$
- $P = \text{presión de trabajo}$
- $\eta = \text{eficiencia}$

Se calcula la potencia necesaria para el avance del actuador ya que ahí se generará la máxima presión de trabajo. [9]

Datos:

- *Presión de trabajo:*  $19,816 \text{ MPa} = 19816 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$
- *Caudal de avance:*  $1,047 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- *Eficiencia:* 0,8

### Potencia necesaria para el avance

$$P = \frac{1,047 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 19816 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0.8} [\text{kW}]$$

$$P = 2,59 \text{ kW} = 3,47 \text{ HP}$$

La potencia del motor será aproximadamente 3 HP.

### Parámetros de selección

- **Potencia requerida:**  $\cong 3 \text{ HP}$
- **Velocidad requerida:**  $> 1522,687 \text{ rpm}$



Figura 29. Motor eléctrico ABB

(Fuente: Realizada por el autor)

### Características del motor eléctrico seleccionado

- **Modelo:** trifásico M2QA100L4A
- **Cantidad:** 1 unidad
- **Tensión nominal:** 220 V => YY / 440 V => Y
- **Corriente nominal:** 8,89A => 220 V / 4,45 A=> 440 V
- **Número de polos:** 9
- **Velocidad:** 1735 rpm
- **Potencia:** 3HP (Ver ANEXO B3)

#### 3.2.2.6. Caudal proporcionado por la bomba

Utilizando la Ec. 14 se calcula el caudal real proporcionado por la bomba, el cual debe ser mayor al caudal requerido ( $Q_B > Q_R$ ).

El motor seleccionado proporciona una velocidad de 1735 rpm

$$Q = \frac{6,67 * 1735}{1000 * 0,9} \left[ \frac{l}{min} \right]$$

$$Q = 12,85 \frac{l}{min}$$

$$Q_B > Q_R$$

$$12,85 \frac{l}{min} > 11,285 \frac{l}{min}$$

De acuerdo con los cálculos realizados la bomba seleccionada es la adecuada para cumplir con los requerimientos del sistema.

#### 3.2.2.7. Selección del aceite hidráulico

La principal función que debe cumplir del fluido hidráulico es la transmisión de potencia, además debe cumplir otras funciones como: lubricación, refrigeración y también debe minimizar las fugas. Es importante entonces considerar características como la viscosidad y temperatura de funcionamiento.

## ➤ **Viscosidad**

La viscosidad se convierte en uno de los parámetros más importantes a la hora de seleccionar un fluido hidráulico ya que:

- Si la viscosidad del aceite es muy baja para la aplicación, el desgaste es mayor por falta de colchón. [15]
- Si la viscosidad del aceite es muy alta para la aplicación, el consumo de energía es mayor, el desgaste puede ser mayor por falta de circulación y el aceite se calentará por fricción. [15]

Una viscosidad correcta permitirá maximizar la vida útil de los elementos de un sistema hidráulico.

Existen diferentes formas de medir la viscosidad de los fluidos hidráulicos y clasificarlos. Las tres principales normas que se pueden encontrar son:

- SAE (sociedad de ingenieros Automotrices) o (Society of Automotive Engineers) por sus siglas en inglés: La viscosidad del aceite de un motor automotriz se mide en términos SAE
- ISO (Organización Internacional de Normalización) o (International Organization for Standardization) por sus siglas en inglés: La escala ISO se utiliza comúnmente para medir la viscosidad de los aceites industriales, y
- AGMA (Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes) o (American Gear Manufacturers Association) por sus siglas en inglés: Que define nueve grados de viscosidad para lubricantes de engranajes industriales. [15]

En términos de viscosidad se podría decir que son tres formas diferentes de medir el mismo, por lo que se puede encontrar su equivalencia utilizando la siguiente figura:

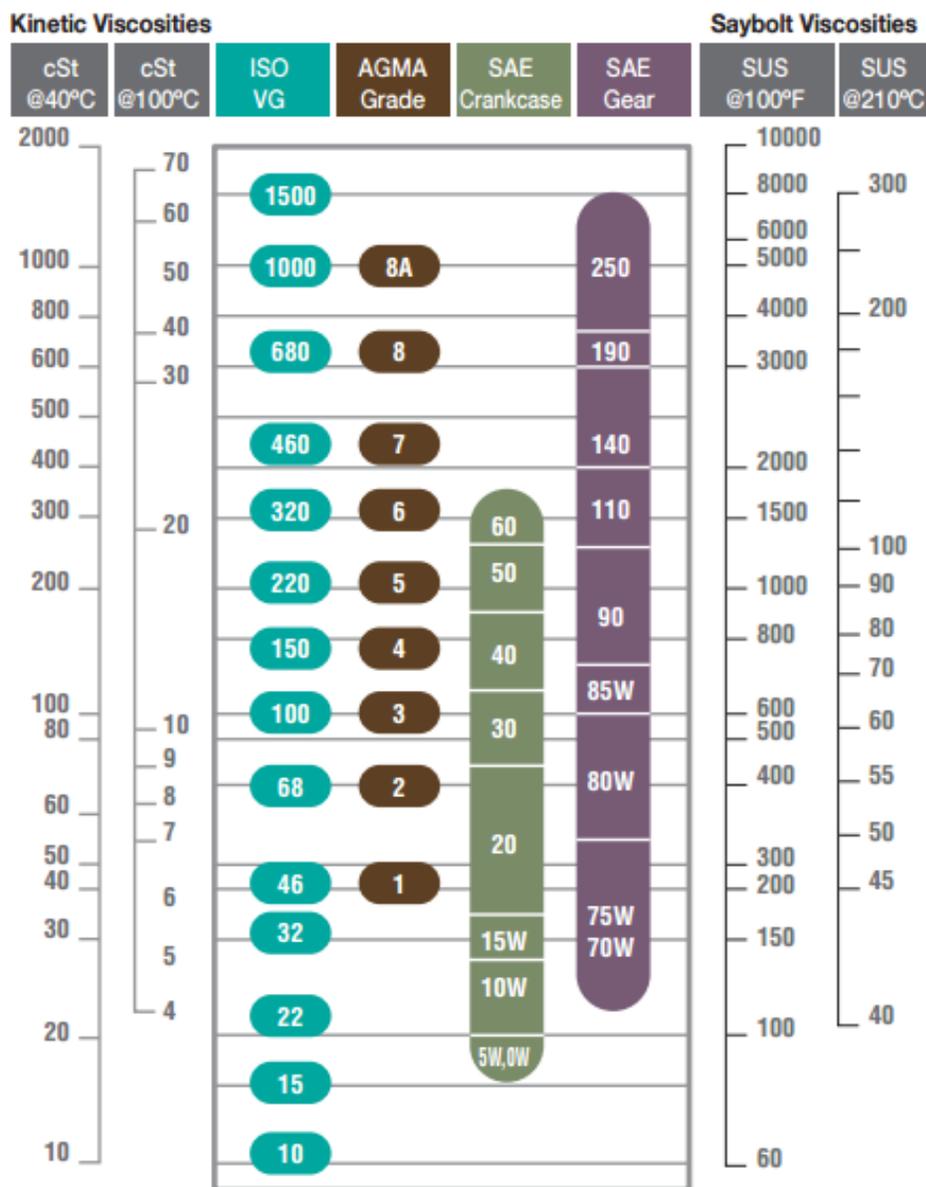


Figura 30. Equivalencia entre escalas de medición de viscosidad

(Fuente: [http://www.swissoil.com.ec/boletines/SO\\_Boletin05\\_viscosidad%20ISO.pdf](http://www.swissoil.com.ec/boletines/SO_Boletin05_viscosidad%20ISO.pdf))

Para el presente proyecto se considerará la viscosidad ISO, La cual clasifica los fluidos hidráulicos midiendo la viscosidad cinemática a una temperatura de referencia de 40°C (104°F). Y se aplica en la clasificación de fluidos hidráulicos industriales.

A continuación se presentan algunos campos de aplicación de ciertos fluidos hidráulicos

TABLA XIII. Campos de aplicación de algunos fluidos hidráulicos

Clase SAE	ISO VG	Campos de aplicación
		Equipos estacionarios en ámbitos cerrados con temperaturas altas
30	100	
20,20W	68	Con temperaturas normales
10W	46	
5W	32	
	22	Aplicaciones expuestas a la intemperie
	(15)	En zonas frías
	10	

(Fuente: [7])

La central hidráulica funcionará a temperatura ambiente por lo que se consideran para la selección del fluido hidráulico los grados ISO 32, 46 y 68.

### ➤ Temperatura

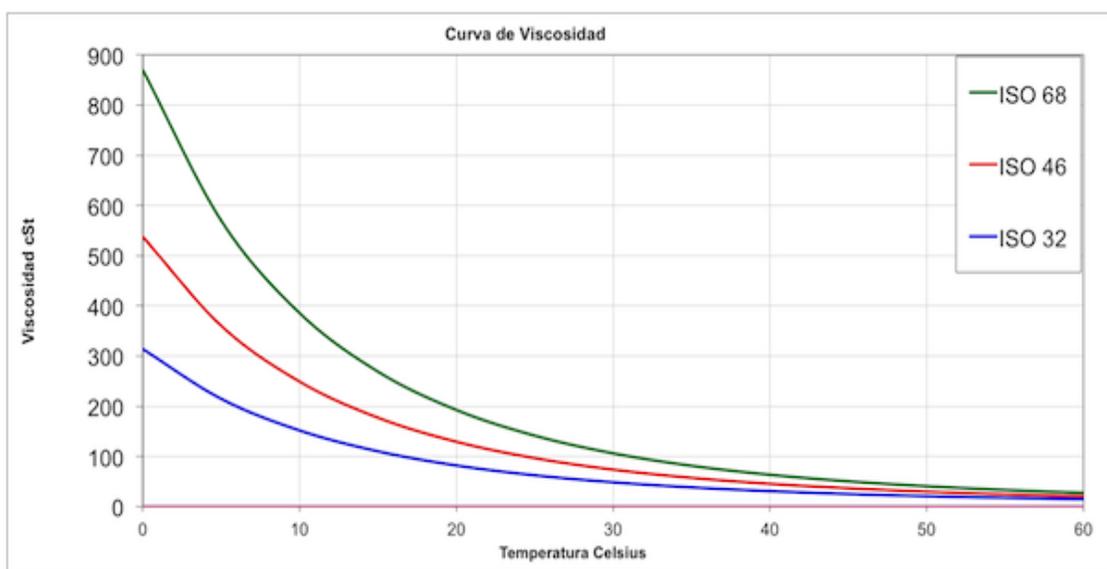


Figura 31. Curva de viscosidad fluido hidráulico grado ISO 32, 46 y 68.

(Fuente: [http://www.swissoil.com.ec/boletines/SO\\_Boletin05\\_viscosidad%20ISO.pdf](http://www.swissoil.com.ec/boletines/SO_Boletin05_viscosidad%20ISO.pdf))

Como se puede ver en la figura anterior la viscosidad de un fluido varía inversamente proporcional con la temperatura, por ello se debe tomar en consideración la temperatura de trabajo de la central hidráulica al momento de seleccionar un fluido,

Rangos de temperatura recomendados para fluidos hidráulicos grado ISO 32, 46, 68 según [15]:

- Aceite ISO 32 sería bueno entre 36°C y 57°C, con su punto ideal de 45°C.
- Aceite ISO 46 sería bueno entre 45°C y 67°C, con su punto ideal de 55°C.
- Aceite ISO 68 sería bueno entre 53°C y 76°C, con su punto ideal de 63°C, pero debemos acordarnos que se acortará su vida útil sobre 70°C.

A continuación se muestran las temperaturas máximas de trabajo de algunos elementos hidráulicos

Dispositivo	Viscosidad mínima (mm <sup>2</sup> /s-SUS)	Temperatura máxima °C	Viscosidad recomendada (mm <sup>2</sup> /s-SUS)	Viscosidad máxima en el arranque en frío (mm <sup>2</sup> /s-SUS)	Temperatura mínima °C
Cilindros	7 a 12 (48,79 a 66,03)	85 a 115	12 a 80 (66,03 a 370,3)	860 a 1.600 (3.981 a 7.406)	(-20 a -40)
Motores y bombas de engranaje	10 (58,91)	80		1.000 a 1.600 (4.629 a 7.406)	-20
Motor hidrostático	7 (48,79)	95		1.000 a 1.600 (4.629 a 7.406)	-40
Válvulas proporcionales	10 (58,91)	90		460 (2.129)	-30
Válvulas de bloque	12 (66,03)	82		440 (2.037)	
Válvulas electrohidráulicas	12 (66,03)	82			
Válvulas de émbolo	6 (45,59)	82			
Motores orbitales	12 a 20 (66,03 a 97,69)	90	20 a 80 (97,69 a 370,3)	1.500 (6.944)	

Figura 32. Límites de temperatura y viscosidad en dispositivos hidráulicos

(Fuente: [8])

De acuerdo con la figura anterior, la temperatura máxima de trabajo de una bomba de engranajes debe ser 80°C por lo que se considera esta temperatura para la selección del fluido hidráulico

En la siguiente tabla se muestra la relación entre el tipo de bomba, temperatura y grado ISO de viscosidad.

TABLA XIV. Relación entre tipo de bomba, temperatura y grado de viscosidad ISO.

Tipo de bomba	Grado ISO de viscosidad		
	32	46	68
Paletas	60°C	70°C	78°C
Pistones radiales	38°C	50°C	60°C
Pistones axiales	60°C	70°C	78°C
engranajes	60°C	70°C	80°C

(Fuente: [9])

Teniendo en cuenta que se utilizará una bomba de engranajes y la temperatura de funcionamiento (temperatura a la que el fluido entra a la bomba) es la temperatura ambiente, se selecciona el grado de viscosidad que debe tener el fluido:

En el mercado local se pudo obtener un fluido hidráulico con las siguientes características:



Figura 33. Aceite hidráulico Rando oil HD 68

(Fuente: Realizada por el autor)

- **Marca:** TEXACO-ECUADOR
- **Tipo de aceite:** RANDO OIL HD 68
- **Viscosidad cinemática del fluido:**  $6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- **Densidad del fluido:**  $0,869 \frac{kg}{l} = 869 \frac{kg}{m^3}$  (Ver ANEXO B6)

El grado de viscosidad del fluido es ISO 68, su temperatura de funcionamiento es de 80°C por lo que garantiza una mayor viscosidad y por tanto minimiza las fugas. De acuerdo con el fabricante este fluido es recomendado para sistemas hidráulicos equipados con bombas de engranajes que funcionan con presiones de hasta 5000 psi y rotaciones mayores a 1200 rpm, brinda protección a los equipos ya que cuenta con aditivos antidesgaste aumentando la vida útil de los mismos. Teniendo en cuenta las características anteriores, el fluido hidráulico seleccionado es el adecuado para esta aplicación.

### 3.2.2.8. Selección de mangueras hidráulicas

Entre los factores considerados para la selección de las mangueras tenemos: diámetro interno, presión máxima y el tipo de acople que deben tener.

#### Diámetro interno de las mangueras

TABLA XV. Recomendaciones para velocidades máximas de flujo

Tuberías de impulsión	Hasta 50 bar de presión de trabajo: 4 m/s Hasta 100 bar de presión de trabajo: 4,5 m/s Hasta 150 bar de presión de trabajo: 5 m/s Hasta 200 bar de presión de trabajo: 5.5 m/s Hasta 300 bar de presión de trabajo: 6 m/s
Tuberías de aspiración	1.5 m/s
Tuberías de retorno	2 m/s

(Fuente: [7])

Para determinar el diámetro interno de las mangueras si se conoce el caudal y la velocidad requeridos, se aplica la Ec. 12.

$$A[m^2] = \frac{Q \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{V \left[ \frac{m}{s} \right]}$$

$$Q = 12,85 \frac{l}{min} = 0,000214 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 4 \frac{m}{s} \text{ Velocidad máxima de flujo recomendada}$$

$$A[m^2] = \frac{0,000214 \frac{m^3}{s}}{4 \frac{m}{s}}$$

$$A = 5,35 * 10^{-5} m^2 = 53,542 mm^2$$

Luego se determina el diámetro de la tubería:

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

$$d = \sqrt{\frac{4(53,542 mm^2)}{\pi}}$$

$$d = 8,257 mm$$

Los parametros para la selección son:

- **Diámetro interno:**  $\geq 8,25 mm$
- **Presión máxima del sistema:** 23 MPa
- **Acoples en los extremos**

Teniendo en cuenta estas características se seleccionan las mangueras hidráulicas disponibles en el mercado que mejor se adapten a los requerimientos.

También se considera que en el circuito existen dos secciones:

- **Sección 1:** Conexión entre bomba y electroválvula (aspiración), tanque y electroválvula (retorno)
- **Sección 2:** Conexión entre electroválvula y actuador hidráulico

En el mercado local se puede encontrar mangueras hidráulicas armadas con los acoples necesarios, de acuerdo con la configuración de los elementos se seleccionan las siguientes mangueras:

#### **Características de las mangueras seleccionadas**

- **Marca:** RECFLEX HOSE

- **Sección 1:** Mangueras de 1/2" con acoples de 1/2" macho y hembra, **Cantidad: 2**
- **Sección 2:** Mangueras de 5/8" con acoples de 1/2" y 3/4" hembra, **Cantidad: 2**
- **Presión máxima de trabajo:**
- Manguera 1/2" = 276 bar / 27,6 MPa / 4000 Psi,
- Manguera 5/8" = 250 bar / 25 MPa / 3630 Psi (Ver ANEXO B7)

Se selecciona mangueras con diámetros mayores de tal manera la velocidad es menor a la máxima recomendada en la tabla XV.

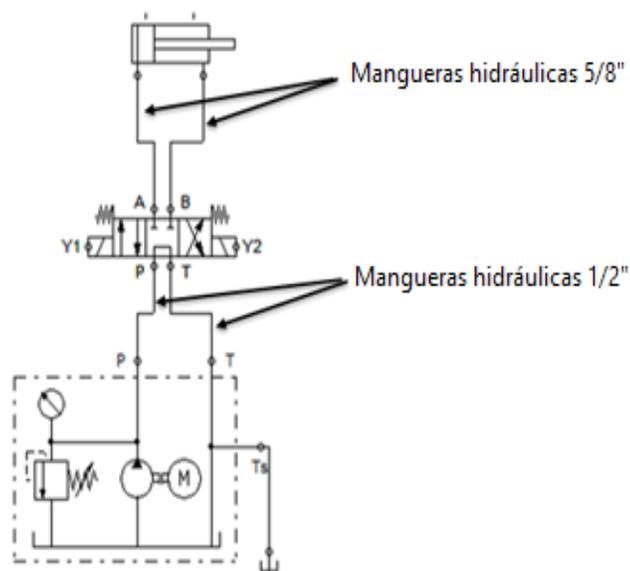


Figura 34. Ubicación de las mangueras en el circuito hidráulico

(Fuente: Realizado por el autor)



Figura 35. Mangueras hidráulicas armadas REC FLEX HOSE

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.2.9. Pérdidas de presión

Las pérdidas de presión o pérdida de carga se produce cuando un líquido circula por un circuito compuesto por tuberías de diferentes diámetros, conectadas con distintos accesorios, etc., ya que a medida que el líquido hidráulico avanza se produce rozamiento de las moléculas entre sí y contra las paredes de la tubería.

Existen dos tipos de pérdidas, las pérdidas mayores (las que ocurren en tubos rectos) y pérdidas menores (ocurren en válvulas, codos, etc.)

#### a) Pérdidas de presión en la tubería (pérdidas mayores)

La tubería sometida a presión del sistema cuenta con dos secciones, la primera tiene una longitud de 0,5 m y diámetro de 12,7 mm (½ pulgadas), la segunda tiene una longitud de 1 m y diámetro de 15,875 mm (5/8 pulgadas).

Para el cálculo de las pérdidas de presión en la tubería es necesario conocer los siguientes datos:

- Diámetro de la tubería: **Sección 1:** 12,7 mm (½ pulgadas), **Sección 2:** 15,875 mm (5/8 pulgadas)
- Longitud de la tubería: **Sección 1:** 0,5 m; **Sección 2:** 1 m

#### Características del fluido hidráulico (Ver ANEXO B6)

- **Tipo de aceite:** RANDO OIL HD 68
- **Viscosidad cinemática del fluido:**  $6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- **Densidad del fluido:**  $0,869 \frac{kg}{l} = 869 \frac{kg}{m^3}$

#### Cálculo de pérdidas mayores sección 1:

##### Velocidad del fluido

Para calcular la velocidad del fluido se utiliza la Ec. 12 de continuidad

$$v = \frac{Q}{A}$$

### Cálculo del área.

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

Datos:

$$d = \text{Diámetro de la tubería} = \frac{1}{2}'' = 12,7 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,0127)^2$$

$$A = 1,267 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

### Cálculo de la velocidad

Datos:

$$D = \text{Diámetro de la tubería} = \frac{1}{2}'' = 12,7 \text{ mm}$$

$$Q = \text{Caudal proporcionado por la bomba} = 2,14116 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12,85 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$v = \frac{2,14116 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,267 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v = 1,69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 16}) [16]$$

Donde:

$Re = \text{Número de Reynolds}$

$v = \text{Velocidad del fluido} \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$D = \text{Diámetro interior de la tubería m}$

$$\rho = \text{Densidad del fluido} \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del fluido} \frac{kg}{m.s}$$

Los datos conocidos son:

$$v = 1,69 \frac{m}{s}$$

$$D = 12,7 \text{ mm} = 0,0127 \text{ m}$$

$$\rho = 0,869 \frac{kg}{l} = 869 \frac{kg}{m^3}$$

$$\nu = \text{Viscosidad cinemática del fluido} \frac{m^2}{s} = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del fluido} \frac{kg}{m.s}$$

Utilizando la siguiente ecuación se obtiene la viscosidad dinámica:

$$\mu = \nu * \rho \quad (\text{Ec. 17}) [16]$$

$$\mu = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} * 869 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 0,0598 \frac{kg}{m.s}$$

A continuación se calcula el número de Reynolds utilizando la Ec. 16:

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,69 \frac{m}{s} * 0,0127 \text{ m} * 869 \frac{kg}{m^3}}{0,0598 \frac{kg}{m.s}}$$

$$Re = 311,895$$

Como el flujo es laminar se utiliza la siguiente ecuación para determinar el factor de fricción:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Ec. 18}) [16]$$

$$f = \frac{64}{311,895}$$

$$f = 0,205$$

Para determinar la pérdida de presión del sistema se aplica la Ec. 19:

$$\Delta P_{t1} = f * \frac{l}{D} * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (\text{Ec. 19}) [9]$$

Donde:

$f$  = factor de fricción

$L$  = Longitud de la tubería  $m$

$D$  = Diámetro interior de la tubería  $m$

$g$  = Aceleración de la gravedad  $\frac{kg}{m^3}$

$\rho$  = Densidad del fluido hidráulico

$v$  = Velocidad del fluido  $\frac{m}{s}$

$$\Delta P_{t1} = 0,205 * \frac{0,5 \text{ m}}{0,0127 \text{ m}} * \frac{869 \frac{kg}{m^3}}{2} * (1,69 \frac{m}{s})^2$$

$$\Delta P_{t1} = 10015,747 \frac{N}{m^2}$$

## Cálculo de pérdidas mayores sección 2

### Velocidad del fluido

$$v = \frac{Q}{A}$$

#### - Cálculo del área

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

Datos:

$$d = \text{Diámetro de la tubería} = \frac{5}{8}'' = 15,875 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,015875 \text{ m})^2$$

$$A = 1,979 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

#### - Cálculo de la velocidad

Datos:

$$D = \text{Diámetro de la tubería} = \frac{5}{8}'' = 15,875 \text{ mm}$$

$$Q = \text{Caudal proporcionado por la bomba} = 2,14116 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12,85 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$v = \frac{2,14116 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,979 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v = 1,082 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$

Los datos conocidos son:

$$v = 1,082 \frac{m}{s}$$

$$D = 15,875 \text{ mm} = 0,015875 \text{ m}$$

$$\rho = 0,869 \frac{kg}{l} = 869 \frac{kg}{m^3}$$

$$\nu = \text{Viscosidad cinemática del fluido} \frac{m^2}{s} = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del fluido} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Utilizando la Ec. 17 se obtiene la viscosidad dinámica:

$$\mu = \nu * \rho$$

$$\mu = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} * 869 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 0,0598 \frac{kg}{m \cdot s}$$

Se calcula el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,082 \frac{m}{s} * 0,015875 \text{ m} * 869 \frac{kg}{m^3}}{0,0598 \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 249,609$$

Como el flujo es laminar se calcula el factor de fricción:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{249,609} = 0,256$$

Para determinar la pérdida de presión del sistema se aplica la Ec. 19.

$$\Delta P_{t2} = f * \frac{l}{D} * \frac{\rho}{2} * v^2$$

$$\Delta P_{t2} = 0,256 * \frac{1 \text{ m}}{0,015875 \text{ m}} * \frac{869 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} * (1,082 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$\Delta P_{t2} = 8202,959 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

**Pérdidas de presión total en tuberías**

$$\Delta P_t = \Delta P_{t1} + \Delta P_{t2}$$

$$\Delta P_t = 10015,747 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 8202,959 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_t = 18218,706 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_t = 0,018218706 \text{ MPa}$$

**b) Pérdidas de presión en accesorios (pérdidas menores)**

**Pérdidas de presión en válvulas  $\Delta P_v$**

Para el cálculo de las pérdidas en la válvula direccional y válvula reguladora de presión se recurre a tablas proporcionadas por los fabricantes.

Se establece que para un caudal de  $12,85 \frac{\text{l}}{\text{min}}$  las pérdidas de presión son:

-Válvula direccional:  $\Delta P_{v1} = 0,2 \text{ MPa}$

-Válvula reguladora de presión:  $\Delta P_{v2} = 0,138 \text{ MPa}$

$$\Delta P_v = \Delta P_{v1} + \Delta P_{v2}$$

$$\Delta P_v = (0,2 + 0,138) \text{ MPa}$$

$$\Delta P_v = 0,338 \text{ MPa}$$

**Pérdidas en distintos accesorios (filtros, uniones, codos, etc.)  $\Delta P_a$**

Entre los elementos que pueden generar pérdidas de presión en el sistema de la máquina están dos neplós reductores y una Tee.

Para el cálculo de las pérdidas en estos elementos se recurre a la siguiente ecuación:

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (\text{Ec. 20}) [7]$$

Donde:

$\xi$  = *Coficiente geométrico de los accesorios*

$b$  = *Factor de corrección en relación con el coeficiente de Re*

$\rho$  = *Densidad del fluido hidráulico*

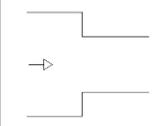
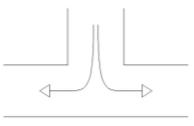
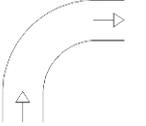
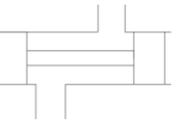
$v$  = *Velocidad del fluido  $\frac{m}{s}$*

TABLA XVI . Factor de corrección b

<b>Re</b>	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
<b>b</b>	30	15	7,5	3	1,5	1,25	1,15	1

(Fuente: [7])

TABLA XVII . Coficiente geométrico  $\xi$

						
<b><math>\xi</math></b>	0,5	1,3	0,5.....1	2	1,2	5.....15

(Fuente: [7])

**Cálculo de pérdidas de presión en neplós:**

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2}$$

Datos

$$\rho = 869 \frac{kg}{m^3}$$

$vc =$  Viscosidad cinemática del fluido  $\frac{m^2}{s}$

$$vc = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

**Cálculo de Re**

$$Re = \frac{v * d}{vc}$$

$$Re = \frac{1,69 \frac{m}{s} * 0,0127 m}{6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 312,144$$

Factor de corrección  $b = 2,5$ , Coeficiente geométrico  $\xi = 0,5$

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2}$$

$$\Delta P_n = 0,5 * 2,5 * \frac{869 \frac{kg}{m^3} * (1,69 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_n = 1551,219 \frac{N}{m^2} * 2$$

$$\Delta P_n = 3102,438 \frac{N}{m^2}$$

**Cálculo de pérdidas de presión en Tee**

Factor de corrección  $b = 2,5$ , Coeficiente geométrico  $\xi = 1,3$

$$\Delta P_T = 1,3 * 2,5 * \frac{869 \frac{kg}{m^3} * (1,69 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_T = 4033,17 \frac{N}{m^2}$$

### **Pérdida de presión total por accesorios**

$$\Delta P_a = \Delta P_n + \Delta P_T$$

$$\Delta P_a = 3102,438 \frac{N}{m^2} + 4033,17 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_a = 7135,608 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_a = 0,007135608 \text{ Mpa}$$

### **c) Pérdida de presión total**

La pérdida de presión total es la suma de las pérdidas mayores y menores:

$$\Delta P = \Delta P_t + \Delta P_v + \Delta P_a$$

$$\Delta P = (0,018218706 + 0,338 + 0,007135608) \text{ Mpa}$$

$$\Delta P = 0,3633$$

$$\text{Presión requerida} = P + \Delta P$$

$$\text{Presión requerida} = (19,816 + 0,3633) \text{ Mpa} = 20,179 \text{ Mpa}$$

Se comprueba que la bomba seleccionada proporcione la presión requerida por el sistema:

$$\text{Presión requerida} < \text{Presión proporcionada por la bomba}$$

$$\mathbf{20,179 \text{ Mpa} < 23 \text{ Mpa}}$$

La bomba seleccionada satisface adecuadamente todas las necesidades del sistema hidráulico.

### 3.2.2.10. Diseño del circuito hidráulico

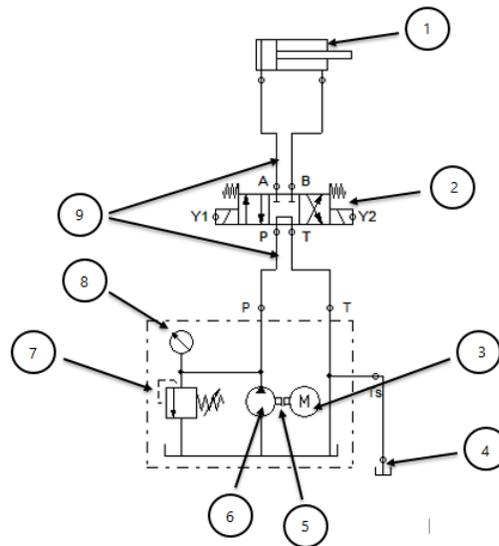


Figura 36. Esquema del circuito hidráulico

(Fuente: Realizado por el autor)

Entre los elementos esenciales para el funcionamiento del sistema hidráulico tenemos:

1. Actuator hidráulico
2. Válvula direccional
3. Motor eléctrico
4. Depósito o tanque
5. Acople motor-bomba (Matrimonio)
6. Bomba hidráulica
7. Válvula de presión
8. Manómetro
9. Mangueras hidráulicas

Además de los elementos especificados en el esquema anterior, se pueden enumerar los siguientes:

10. Filtro
11. Acoples hidráulicos

### 3.2.2.11. Selección de elementos restantes para la central hidráulica

#### a) Válvula direccional

La válvula seleccionada debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- **Presión de trabajo:** > 23 MPa
- **Caudal:** >  $12,85 \frac{l}{min}$
- **Configuración:** 4 vías, 3 posiciones con posición central de recirculación al depósito.

La válvula direccional seleccionada tiene las siguientes características:



Figura 37. Válvula FluiDyne 4/3 vías

(Fuente: Realizada por el autor)

- **Marca:** FluiDyne
- **Modelo:** WFDG4V3S8CMUH560
- **Presión máxima de trabajo:** 350 bar / 5000 Psi / 35 MPa
- **Caudal máximo:** 14 GPM(Galones por minuto) /  $53 \frac{l}{min}$
- **Configuración:** 4 vías, 3 posiciones con posición central de recirculación al depósito
- **Voltaje de funcionamiento:** 220 V CA (Ver ANEXO B4)

Para la instalación de la válvula direccional es necesario un manifold, el cual se obtiene del mismo proveedor de la válvula direccional.

El manifold es un bloque en el cual se encuentran conductos, entradas y salidas para la conducción y distribución del fluido desde el depósito hasta el actuador y el retorno del

mismo. Está diseñado de tal forma que se acopla adecuadamente a la válvula direccional, evitando fugas.



Figura 38. Manifold para válvula direccional

(Fuente: Realizada por el autor)

## b) Válvula de presión

Como la bomba proporciona una presión mayor a la requerida será necesario instalar una válvula reguladora de presión. La cual se conecta a la salida de la bomba, su objetivo es limitar la presión del sistema a un valor máximo predeterminado, protegiendo así los componentes del sistema hidráulico contra una presión excesiva.

Parámetros que debe cumplir:

- **Caudal de trabajo:**  $> 12,85 \frac{l}{min} / 3,395 \text{ GPM}$
- **Presión de trabajo:**  $\geq 20 \text{ MPa}$

Las características de la válvula seleccionada son las siguientes:



Figura 39. Válvula limitadora de presión PRINCE

(Fuente: Realizado por el autor)

### Características:

- **Marca:** PRINCE
- **Caudal máximo de trabajo:** 30 GPM
- **Presión máxima:** 3000 Psi / 20 MPa (Ver ANEXO B5)

### c) Acople motor-bomba (Matrimonio)

Es el acople o unión que servirá para y transmitir la potencia y las revoluciones desde el motor eléctrico a la bomba hidráulica, obteniendo así el caudal y presión que generará la fuerza necesaria para el doblado de la tubería.

En el mercado local se puede obtener un acople adecuado con las dimensiones necesarias para la unión de la bomba y el motor seleccionados anteriormente. Los diámetros internos del acople son maquinados de acuerdo a la medida de los ejes tanto del motor como de la bomba.



Figura 40. Acople motor-bomba (Matrimonio)

(Fuente: [http://www.comercialcp.cl/webcp/uploads/producto/subprod\\_b3b41d7ffc7ce94492b3b1d9cbcfbd07f32a6881.pdf](http://www.comercialcp.cl/webcp/uploads/producto/subprod_b3b41d7ffc7ce94492b3b1d9cbcfbd07f32a6881.pdf))



Figura 41. Acoplamiento entre motor-bomba

(Fuente: Realizado por el autor)

**d) Manómetro**

Se selecciona un manómetro que tenga un rango de presión mayor a la presión de trabajo del sistema (0-23 MPa)/ (0-230 bar).

Características del manómetro seleccionado:

- **Marca:** International FPA
- **Rango de presión:** 0-5000 Psi / 0-35 MPa / 0-350 bar



Figura 42. Manómetro 0-5000 Psi/0-35 MPa

(Fuente: Realizado por el autor)

**e) Filtro**

Se utilizará filtros en el conducto de aspiración, para proteger la bomba contra el ingreso de partículas que pueden estar en el depósito.

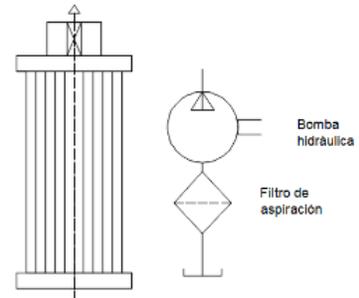


Figura 43. Esquema del filtro de aspiración

(Fuente: Realizado por el autor)

**f) Acoples hidráulicos y otros accesorios**

Se seleccionan los acoples necesarios para conectar los elementos del circuito hidráulico entre los cuales tenemos:

TABLA XVIII. Acoples hidráulicos

<b>Acoples hidráulicos</b>	
Elemento	Cantidad
Neplo perdido 1/2 a 3/4"	3
Neplo perdido 1/2"	3
Bushing 1/2 a 1/4"	1
Tapones 1/2"	2
Neplo perdido 3/8"	2
Tee hembra 1/2"	1

(Fuente: Realizada por el autor)



Figura 44. Acoples hidráulicos

(Fuente: Realizado por el autor)

También se seleccionan otros acoples, mangueras y accesorios necesarios para la tubería que no está sometida a presión:

TABLA XIX. Otros acoples y accesorios

<b>Otros acoples y accesorios</b>	
Neplo Galvanizado 1/2X1"	3
Tee galvanizada hembra 1/2"	1
Abrazaderas 3/4"	3
Manguera 3/4"	1,5 m

(Fuente: Realizada por el autor)



Figura 45. Acoples y accesorios para conductos no sometidos a presión

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.2.12. Diseño del depósito hidráulico

El depósito del sistema hidráulico debe facilitar el enfriamiento y separación de contaminantes, por lo que su tamaño será lo suficientemente grande para contener el fluido hidráulico que requiere el sistema. Según [9], los depósitos usualmente tienen un tamaño cuya capacidad es del doble o triple que el caudal máximo de la bomba, con esto se consigue que entre un ciclo y otro el fluido hidráulico se renueve, disipando calor, también se consigue la sedimentación de partículas de gran tamaño que se pueden presentar.

Por lo que el tamaño adecuado será aproximadamente:

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * Q_B \frac{l}{\text{min}} \quad (\text{Ec. 21}) [9]$$

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * 12,85 \text{ litros} = 38,55 \text{ litros}$$

Además de las consideraciones anteriormente mencionadas el depósito servirá de base para elementos como: soporte para el motor, bomba, electroválvula, válvula de presión, manómetro, acoples hidráulicos y mangueras hidráulicas.

Tomando en cuenta las necesidades de espacio para los elementos sobre la tapa del depósito, las dimensiones son las mostradas en la figura 46.

El volumen máximo que puede contener el tanque es:

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = (35 * 50 * 42,5) \text{ cm}^3$$

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = 91875 \text{ cm}^3$$

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = 91,875 \text{ lt}$$

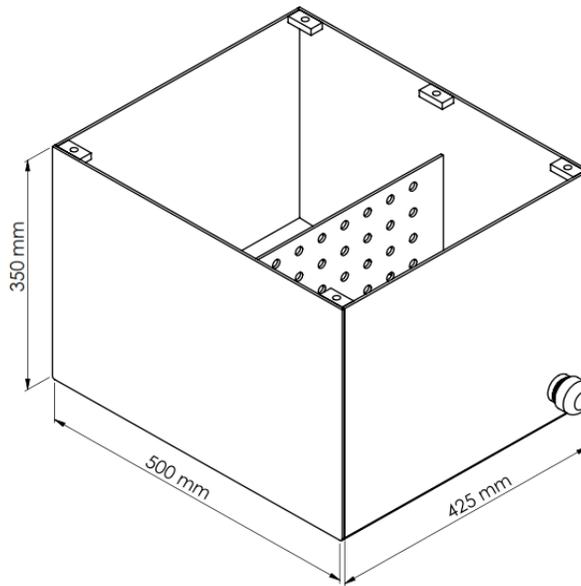


Figura 46. Esquema del depósito hidráulico

(Fuente: Realizada por el autor)

Por lo tanto, la capacidad del depósito abastece satisfactoriamente las necesidades del sistema. Las partes principales de un depósito hidráulico son:

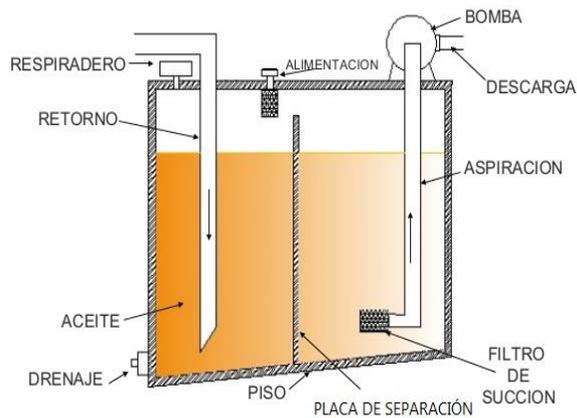


Figura 47. Partes principales de un depósito hidráulico

(Fuente: <http://es.slideshare.net/JairoCastro3/bombas-oleohidraulicas-42809328>)

El tanque hidráulico se construirá tomando en cuenta la capacidad, y las dimensiones establecidas anteriormente, la tapa será desmontable para realizar revisiones y limpieza del interior del tanque, también contará con un piso inclinado, para facilitar el drenaje del fluido en caso necesario. Los materiales necesarios para su construcción son los siguientes:

TABLA XX. Elementos necesarios para la construcción del depósito hidráulico

	Elemento	Función	Material	
Conducto de aspiración	Filtro			
	Bushing 1 a 1/2"	Conducción de fluido hidráulico hasta la bomba	ASTM A53-A. galvanizado	
	Neplo 1/2X1"			
	tee 1/2"			
	Neplo 1/2X10"			
Unión 1/2x2"				
Conducto de retorno	Neplo 1/2X10"	Conducción del fluido hidráulico al tanque	ASTM A53-A. galvanizado	
	Unión 1/2x2"			
Alimentación	Neplo 1 1/4X2"	Ingreso del fluido hidráulico al tanque		ASTM A53-A. galvanizado
	Tapón 1 1/4"			
Drenaje	Neplo 1 1/4X2"	Evacuación del fluido hidráulico del tanque		
	Tapón 1 1/4"			
Respiradero	Neplo 1 1/4X2"		ASTM A53-A. galvanizado	
	Tapón 1 1/4"			
Piso, paredes, tapa, placa de separación, soporte para electroválvula	Plancha 4 mm	Estructura del tanque		ASTM A36
Base para motor, soporte para bomba	Plancha 10 mm	Base para motor, soporte para bomba		

(Fuente: Realizada por el autor)

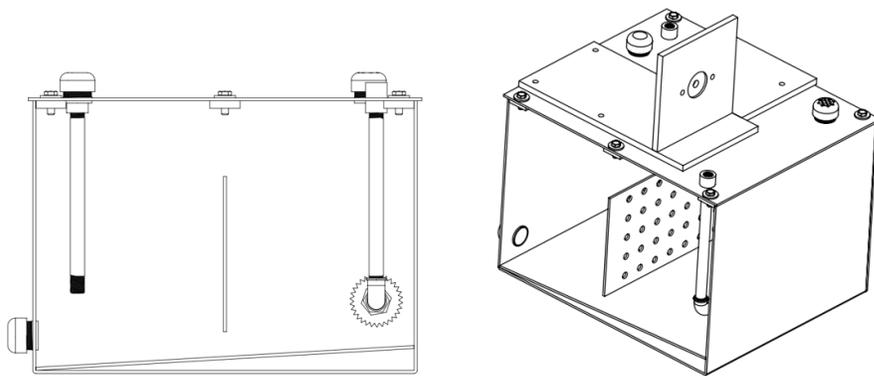


Figura 48. Esquema del depósito hidráulico de la máquina

(Fuente: Realizado por el autor)



Figura 49. Depósito hidráulico terminado

(Fuente: Realizado por el autor)

### Central hidráulica ensamblada



Figura 50. Central hidráulica terminada

(Fuente: Realizada por el autor)

### 3.2.3. DISEÑO DEL MECANISMO

La fuerza que ejerce el actuador hidráulico será el punto de partida para el diseño de los elementos que conformarán el mecanismo:

#### **Fuerza real máxima ejercida por el actuador**

La bomba adquirida para el sistema ofrece una presión de 23 MPa, se calcula la máxima fuerza ejercida por el actuador con esta presión, con la cual se diseñarán los elementos del mecanismo.

$$P = 23 \text{ MPa}$$

$$A = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F = P * A * 0,9$$

$$F = \left( 23 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) * (7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2) * 0,9$$

$$F = 162495 \text{ N}$$

$$F \cong 165000 \text{ N}$$

#### **Factor de seguridad**

El factor de seguridad es de suma importancia al realizar el diseño de cualquier elemento para una determinada aplicación, si el factor de seguridad es demasiado pequeño es posible que se presenten fallas, mientras que si se diseña con un factor de diseño elevado, se podría obtener resultados no deseados, ya que la máquina o elemento podrían resultar costosos y poco funcionales [13]. Para la presente investigación el factor de seguridad tomado es  $n = 2$ , considerando que, si  $n > 1$  el diseño es adecuado, y entre mayor sea  $n$ , más seguro será el diseño.

De acuerdo con la selección de alternativas la máquina hidráulica utilizará el método de doblado por estirado. Entre los elementos con los que contará el mecanismo de la máquina tenemos:

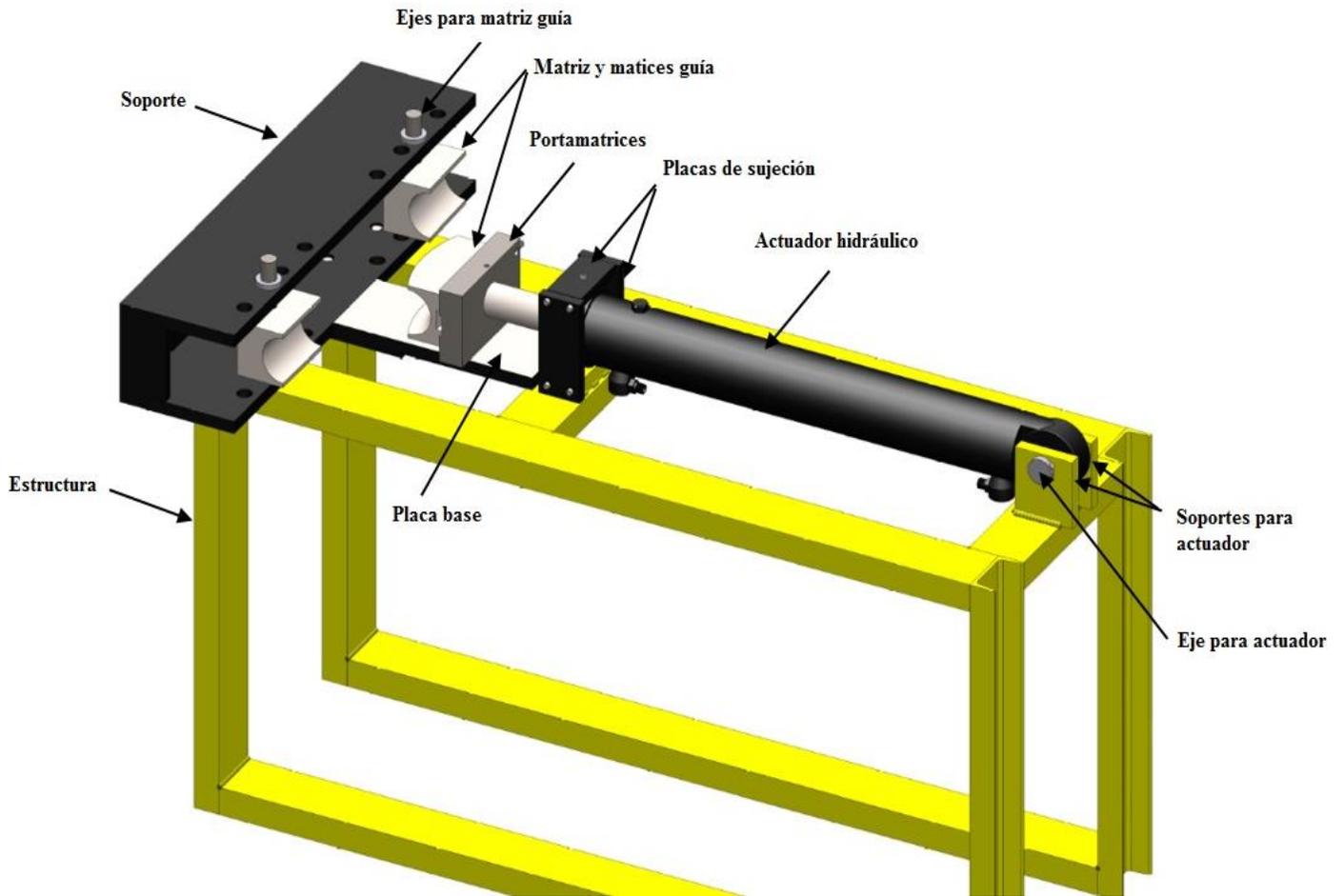


Figura 51. Esquema del ensamble estructura-mecanismo

(Fuente: Realizado por el autor)

1. Eje para actuador
2. Soportes para actuador
3. Placas de sujeción
4. Portamatrices
5. Ejes para matriz guía
6. Matriz y matrices guía
7. Placa base
8. Soporte

### 3.2.3.1. Diseño del eje para actuador

La fuerza ejercida sobre el eje se puede representar de la siguiente manera:

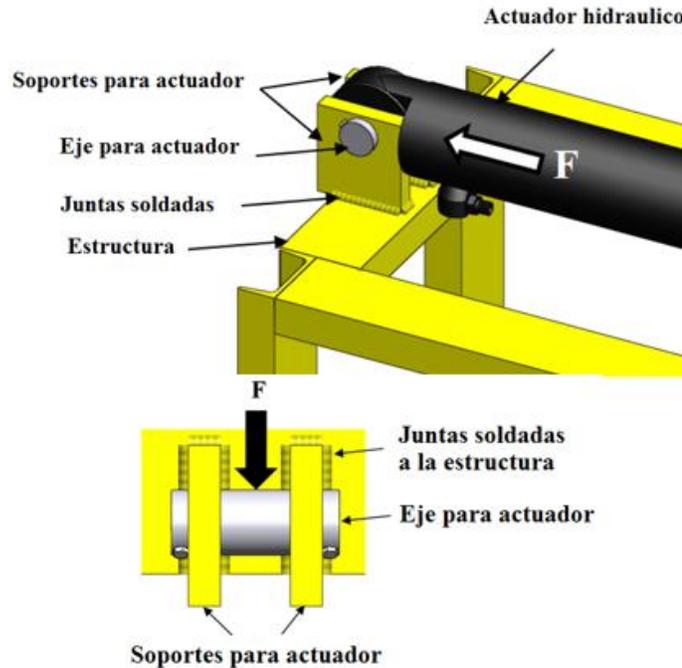


Figura 52. Esquema del eje para actuador

Fuente: (Realizado por el autor)

Según la configuración del eje representada en el esquema anterior se puede determinar que el mismo está sometido a esfuerzo cortante doble según [13].

El diámetro del eje debe ser de 2 pulgadas (50,8 mm) ya que el agujero del actuador hidráulico tiene esa dimensión, por lo que se determinará el material del eje necesario para soportar la carga.

**Diseño a esfuerzo cortante:**

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (\text{Ec. 22}) [13]$$

Si se trabaja con un factor de seguridad  $n = 2$ , el esfuerzo máximo permisible en el eje será:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (\text{Ec. 23}) [13]$$

$$2 = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}; \sigma_{eq} = \frac{S_y}{2}$$

En este caso el único esfuerzo que actúa sobre el eje es el esfuerzo cortante por lo que la ecuación quedaría de la siguiente manera:

$$\tau_{perm.} = \frac{S_y}{2}$$

Si se reemplaza el área transversal del eje y el esfuerzo cortante máximo permisible en la Ec. 22, tenemos:

$$\frac{S_y}{2} = \frac{F}{2\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$$

$$S_y = \frac{2F}{\pi D^2}$$

Si reemplazamos los datos en la ecuación anterior:

$$S_y = \frac{2(165000 \text{ N})}{\pi(0,0508 \text{ m})^2} = 40,7 \text{ MPa}$$

$$S_y > 40,7 \text{ MPa}$$

Se selecciona de catálogos el eje que cumpla con estos requerimientos:

- $D = 2 \text{ pulgadas}$
- $S_y > 40,7 \text{ MPa}$

El eje seleccionado tiene las siguientes características:

Eje de transmisión AISI 1018

- $D = 2$  pulgadas
- $S_y = 235$  MPa (Ver ANEXO C1)

Se calcula entonces el factor de seguridad del eje:

$$n = \frac{S_y}{\tau}$$
$$n = \frac{235 \text{ MPa}}{40,71 \text{ MPa}} = 5,77$$

Como el factor de seguridad es mayor a dos, el elemento soportará adecuadamente la carga a la que está sometido.

### 3.2.3.2. Diseño de soportes para el actuador

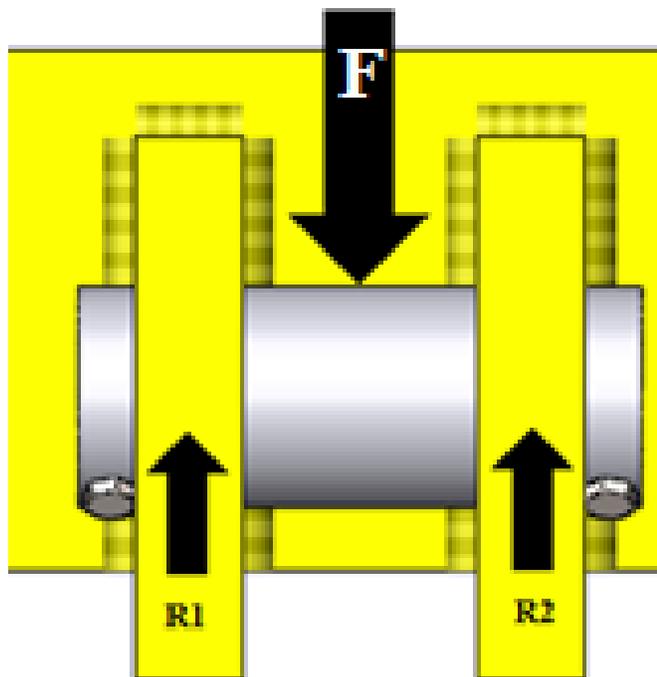


Figura 53. Aplicación de la fuerza en el eje y reacciones en los soportes para actuador

(Fuente: Realizado por el autor)

La fuerza  $F$  que se ejerce en cada soporte será igual a las reacciones en los apoyos que se calculan a continuación si se representa el eje como una viga simplemente apoyada:

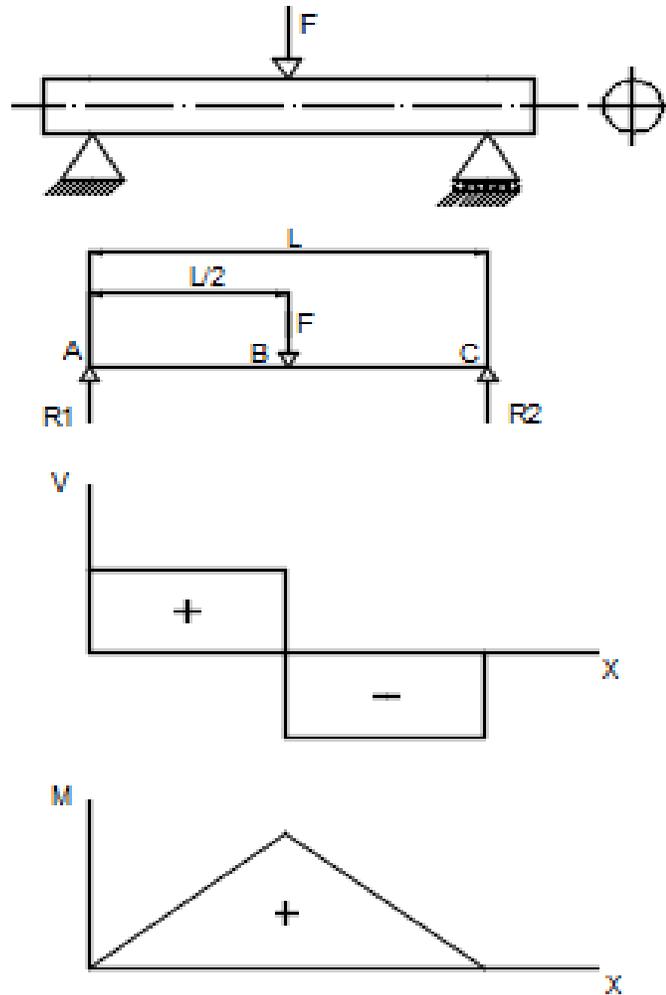


Figura 54. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para actuador

(Fuente: Realizado por el autor)

**Datos:**

$$F = 165000 \text{ N}$$

$$L = 79 \text{ mm}$$

Se determina las reacciones  $R_1$ ,  $R_2$ . Que será la fuerza aplicada a cada soporte.

$$R_1 = R_2 = \frac{165000 \text{ N}}{2} = 82500 \text{ N}$$

A continuación se representa el soporte para actuador como una viga en voladizo con carga intermedia:

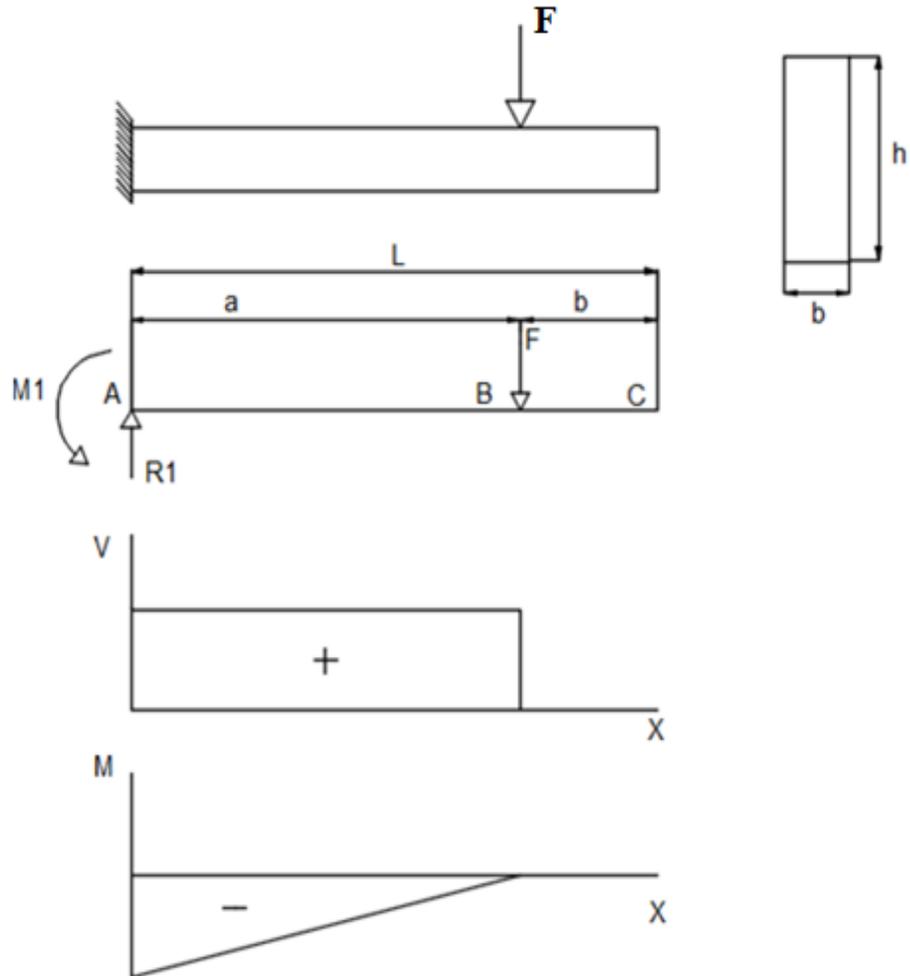


Figura 55. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del soporte

(Fuente: Realizado por el autor)

**Datos:**

$$F = 82500 \text{ N}$$

$$L = 135 \text{ mm}$$

$$a = 105 \text{ mm}$$

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

Se determina las reacciones  $R_1$  y el momento máximo  $M$

$$R_1 = F = 82500 \text{ N}$$

Cálculo del momento máximo:

$$M = F * a \quad (\text{Ec. 24}) [6]$$

$$M = 82500 * 0,105 \text{ m}$$

$$M = 8662,5 \text{ N.m}$$

Utilizando la Ec. 1 de esfuerzo por flexión y reemplazando los datos necesarios de acuerdo con la sección rectangular del elemento tenemos:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$c = \frac{h}{2}$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{Ec. 25}) [6]$$

La ecuación de esfuerzo máximo por flexión en una sección rectangular se define de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} \quad (\text{Ec. 26}) [13]$$

Si se trabaja con un factor de seguridad  $n = 2$ ; y el material con el que se fabricará este elemento es acero ASTM A36,  $S_y = 250 \text{ MPa}$  (Ver ANEXO C2), tenemos que el esfuerzo máximo permisible del elemento es:

$$\sigma_{perm.} = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_{perm.} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{perm.} = 125 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2}$$

Como las dimensiones de la placa son:



Figura 56. Dimensiones del soporte

(Fuente: Realizado por el autor)

$$b = \text{Espesor} = 25 \text{ mm}$$

Se determinará la altura necesaria de la placa para soportar la carga aplicada a este elemento

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b(\sigma_{perm.})}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6(8662,5 \text{ N.m})}{0,025 * (125 \text{ MPa})}}$$

$$h = 0,128 \text{ m} = 128 \text{ mm}$$

Se obtuvo un elemento con las siguientes características:

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

Con las dimensiones del elemento adquirido se calcula el esfuerzo por flexión real que se genera en el elemento:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma = \frac{6(8662,5 \text{ N.m})}{(0,025 \text{ m})(0,125 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 133,056 \text{ MPa}$$

**Cálculo por corte:**

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

$$A = (125 * 25) - (50,8 * 25)$$

$$A = 1855 \text{ mm}^2 = 1,855 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{82500 \text{ N}}{1,855 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 44,47 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ec. 27 de esfuerzos equivalentes de Von Mises, se calcula el esfuerzo total que se generará en el soporte:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 27}) [13]$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(133,056 \text{ MPa})^2 + 3(44,47 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{eq} = 153,74 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{153,74 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,63$$

El elemento soportará la carga máxima ejercida por el actuador hidráulico con un factor de seguridad de 1,63 por lo que se considera aceptable la resistencia del elemento.

## Resistencia de juntas soldadas

Además, se debe tener en cuenta que los soportes serán soldados a la estructura, por lo que es necesario comprobar la resistencia de las juntas soldadas.

Se tiene las siguientes consideraciones para la comprobación:

- Es una viga en voladizo
- La carga se puede considerar estática [17] ( $F = 82500 \text{ N}$ )
- Material base (estructura y soporte) son de acero ASTM A36
- La soldadura es a filete
- El electrodo utilizado es ER 70S-6
- Se trabajará con un factor de seguridad  $n = 2$

El proceso para el diseño es el siguiente:

1. Se obtienen las siguientes ecuaciones de acuerdo con la configuración de la junta soldada (ver ANEXO C3) [6].

$$\begin{aligned} A &= 0,707h(b + 2d) \\ y^- &= \frac{d^2}{b + 2d} \\ I_u &= \frac{2d^3}{3} - 2d^2y^- + (b + 2d)(y^-)^2 \\ I &= 0,707hI_u \end{aligned} \quad (\text{Ec. 28}) [6]$$



Figura 57. Soporte para actuador soldado a la estructura

(Fuente: Realizado por el autor)

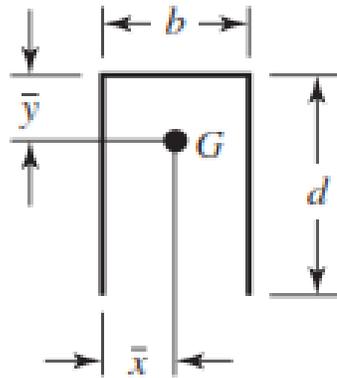


Figura 58. Patrón de soldadura del soporte para actuador

(Fuente: Realizado por el autor)

Donde:

- $A$  = Área de la garganta
- $y^-$  = Ubicación del centro de gravedad con respecto a  $y$
- $I_u$  = Segundo momento unitario del área
- $I$  = Segundo momento del área, con base en el área de soldadura de la garganta
- $h$  = Tamaño de la soldadura
- $b, d$  = Dimensiones de la parte soldada del elemento en voladizo

Datos:

$$b = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

$$d = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$$

$$h = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

2. Se calcula  $A, y^-, I_u, I$ , reemplazando los datos necesarios en las ecuaciones anteriores:

$$A = 0,707 * 0,02 \text{ m} * (0,025 \text{ m} + 2 * 0,125 \text{ m}) = 3,89 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$y^- = \frac{(0,125 \text{ m})^2}{0,025 \text{ m} + 2(0,125 \text{ m})} = 0,057 \text{ m}$$

$$I_u = \frac{2(0,125 \text{ m})^3}{3} - 2(0,125 \text{ m})^2(0,057 \text{ m}) + (0,025 \text{ m} + 2 * 0,125 \text{ m})(0,057 \text{ m})^2 = 4,14 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$I = 0,707(0,02 \text{ m})(4,14 * 10^{-4} \text{ m}^3) = 5,858 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

3. Cálculo del esfuerzo cortante primario

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 29}) [6]$$

$$\tau' = \frac{82500 \text{ N}}{3,89 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau' = 21,22 \text{ MPa}$$

4. Cálculo del esfuerzo cortante secundario

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad (\text{Ec. 30}) [6]$$

$$\tau'' = \frac{(82500 \text{ N} * 0,105 \text{ m})(0,0625 \text{ m})}{5,858 * 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$\tau'' = 92,416 \text{ MPa}$$

5. Se determina la magnitud del esfuerzo cortante  $\tau$  utilizando la ecuación de Pitágoras:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 31}) [6]$$

$$\tau = (21,22 \text{ MPa}^2 + 92,416 \text{ MPa}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = 94,82 \text{ MPa}$$

Comprobación de la resistencia del material de aporte bajo el criterio de energía de la distorsión [6]:

$$n = \frac{S_{Sy}}{\tau} \quad (\text{Ec. 32}) [6]$$

$$n = \frac{0,577(415 \text{ MPa})}{94,82 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,53$$

Comprobación de la resistencia de metal de unión (Voladizo)

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{M}{b \cdot d^2/6} \quad (\text{Ec. 33}) [6]$$

$$\sigma = \frac{(82500 \text{ N} * 0,105 \text{ m})}{0,025 \text{ m} * (0,125 \text{ m})^2/6} = 133,056 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ MPa}}{133,056 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,88$$

Estos factores de seguridad se producen cuando el actuador hidráulico ejerza la máxima fuerza por lo que se puede concluir que el material de aporte y el metal base tienen una resistencia satisfactoria.

### 3.2.3.3. Dimensionamiento de las placas de sujeción

La función de estas placas es mantener el actuador hidráulico alineado y fijo a la estructura durante el proceso de doblado, no están sujetos a cargas críticas por lo que su dimensionamiento se da de acuerdo con las medidas del actuador hidráulico, a continuación se presenta el esquema de las placas de sujeción:

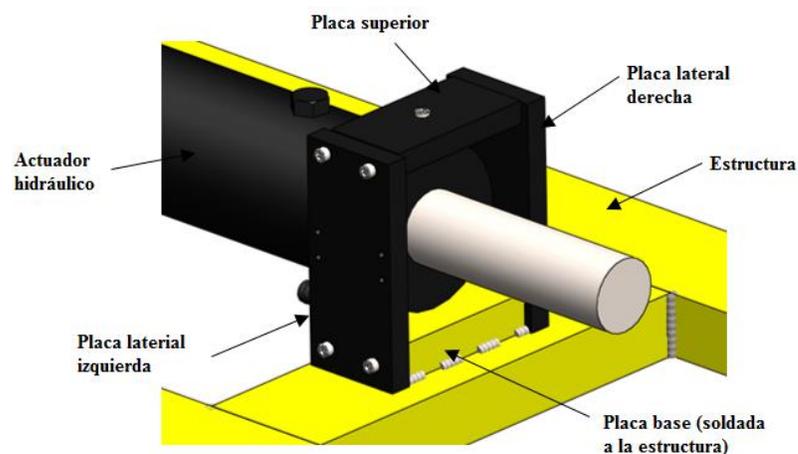


Figura 59. Placas de sujeción.

(Fuente: Realizado por el autor)

Por disponibilidad del material, estos elementos se fabricarán con placas de acero ASTM A36 de 20 mm de espesor, la placa base tiene un espesor de 33 mm e irá soldada a la estructura, mientras que las placas restantes serán unidas mediante pernos.

#### 3.2.3.4. Diseño de portamatrices

El portamatrices es un subensamble dentro del mecanismo, su función es guiar la matriz por una trayectoria recta, está sujeto a la carga que ejerce directamente el actuador hidráulico sobre ella:

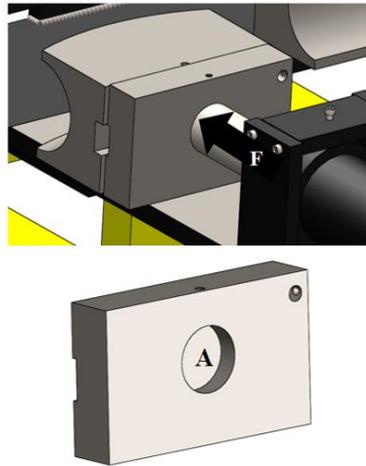


Figura 60. Esquema de portamatrices.

(Fuente: Realizado por el autor)

El actuador ejercerá una fuerza máxima  $F = 165000 \text{ N}$  de compresión al portamatrices por lo que se comprueba la resistencia del mismo.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$
$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$
$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

El diámetro del actuador hidráulico es de 2,5 pulgadas (63,5 mm), se reemplazan los datos necesarios en la ecuación anterior

$$\sigma = \frac{165000 N}{\frac{\pi(0,0635 m)^2}{4}}$$

$$\sigma = 51,1 MPa$$

El material con el que se construirá el portamatrices es acero ASTM A36, por lo que se determina el factor de seguridad del elemento de la siguiente manera:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 MPa}{51,1 MPa}$$

$$n = 4,79$$

El elemento está correctamente diseñado ya que resistirá adecuadamente las cargas aplicadas en él.

### 3.2.3.5. Diseño de ejes para matriz guía

Los ejes para la matriz guía se diseñarán de acuerdo con las reacciones máximas que se generan al doblar la tubería de 4 pulgadas cédula 40, es decir, una fuerza aproximada de  $F = 70000$  calculada en la sección 3.2.1

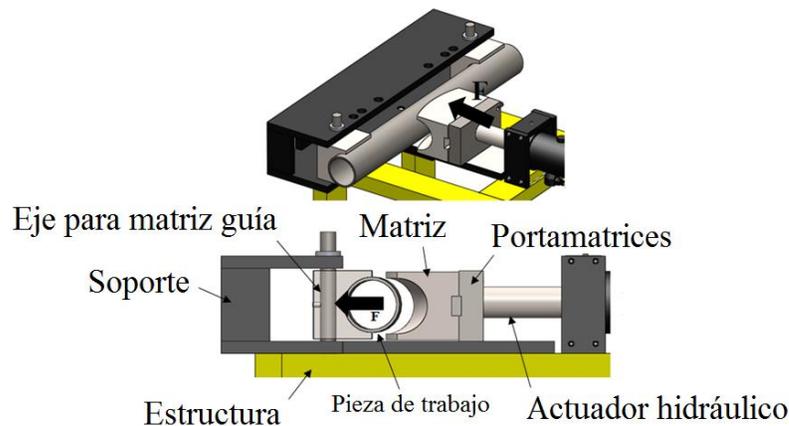


Figura 61. Esquema de los ejes para matriz guía.

(Fuente: Realizado por el autor)

Si se representa el tubo como una viga simplemente apoyada y se determina las reacciones que se producen en los ejes, se determinará la fuerza de diseño de los mismos.

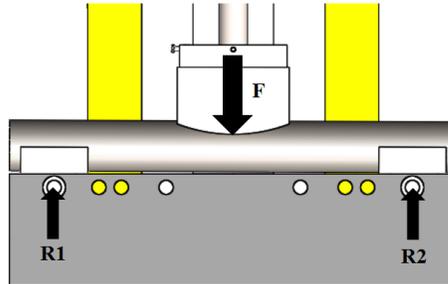


Figura 62. Aplicación de la fuerza en el tubo y reacciones en los ejes.

(Fuente: Realizado por el autor)

**Datos:**

$$F = 70000 \text{ N}$$

$$L = 800 \text{ mm}$$

Se determina las reacciones  $R_1$ ,  $R_2$ , Que será la fuerza de diseño para el eje.

$$R_1 = R_2 = \frac{70000}{2} = 35000 \text{ N}$$

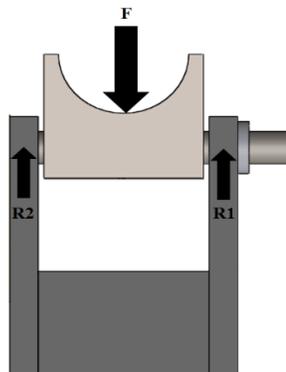


Figura 63. Aplicación de la fuerza en el eje para matriz guía.

(Fuente: Realizado por el autor)

Como se puede ver en la figura 63. El eje para matriz guía está sometido a esfuerzos por flexión y esfuerzo cortante.

**Diseño a esfuerzo por flexión:**

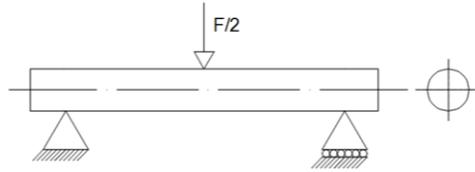


Figura 64. Esquema del eje para matriz guía.

(Fuente: Realizado por el autor)

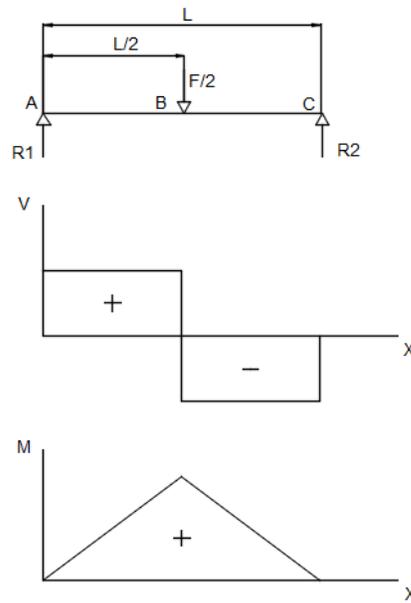


Figura 65. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del eje para matriz guía.

(Fuente: Realizado por el autor)

**Datos:**

$$F = 35000 \text{ N}$$

$$L = 175 \text{ mm}$$

Se determina las reacciones  $R_1$ ,  $R_2$  y el momento máximo  $M$

$$R_1 = R_2 = \frac{35000 \text{ N}}{2} = 17500 \text{ N}$$

$$M = 17500 \text{ N} * 0,0875 \text{ m} = 1531,25 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{M.c}{I}$$

$$c = \frac{D}{2}$$

$$I = \frac{\pi}{64} D^4$$

La ecuación de esfuerzo máximo se define de la siguiente manera:

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

$$\sigma_{max} = S_y$$

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

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi S_y}}$$

El material con el que se construirá el eje es AISI 4340,  $S_y = 900 \text{ MPa}$  (Ver ANEXO C1)

Si se trabaja con un factor de seguridad  $n = 2$ , el esfuerzo máximo permisible será:

$$S_y = \frac{900 \text{ MPa}}{2} = 450 \text{ MPa}$$

Y con la siguiente ecuación se determina el diámetro mínimo del eje:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32(1531,25 \text{ N.m})}{\pi(450 \text{ MPa})}}$$

$$D = 0,0326 \text{ m} = 32,6 \text{ mm}$$

El eje seleccionado tiene las siguientes características:

$$D \cong 32 \text{ mm} = 0,032 \text{ m}$$

Con el diámetro obtenido se calcula el factor de seguridad real del elemento:

Esfuerzo por flexión:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3}$$
$$\sigma_x = \frac{32(1531,25 \text{ N.m})}{\pi(0,032 \text{ m})^3}$$
$$\sigma_x = 475,98 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{2A}$$
$$\tau = \frac{F}{2\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$$
$$\tau = \frac{35000 \text{ N}}{2\left(\frac{\pi(0,032 \text{ m})^2}{4}\right)}$$
$$\tau = 21,759 \text{ MPa}$$

Si se calcula el esfuerzo equivalente de Von mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Reemplazando los esfuerzos que se producen en el elemento tenemos:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(475,98 \text{ MPa})^2 + 3(21,759 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{eq} = 477,469 \text{ MPa} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{900 \text{ MPa}}{477,469 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,88$$

El eje diseñado soportará adecuadamente las cargas aplicadas.

### 3.2.3.6. Diseño de la matrices

#### a. Diseño de matrices

El actuador hidráulico empujará la matriz hacia el tubo, presionándolo hasta que este se deforme adoptando la forma de la matriz. La matriz guía mantendrá fijo el tubo mientras el actuador hidráulico avanza y girarán conforme el tubo se deforme. Como se puede ver en la figura 22.

El material con el que se fabricarán estos elementos es acero ASTM A36, esto por cuestiones de costos, y disponibilidad.

Los parámetros a tener en cuenta para el dimensionamiento de la matriz son los siguientes:

#### 1. Cálculo del radio de curvatura

De acuerdo con [2] las siguientes ecuaciones determinan el radio mínimo de curvatura

$$\text{Cuando no se utiliza mandril } RM = 3 * D \quad (\text{Ec. 34}) [2]$$

$$\text{Cuando se utiliza mandril } RM = 1.5 * D \quad (\text{Ec. 35}) [2]$$

Para el presente proyecto no se utilizará mandril por lo que se aplicará la Ec. 34 para determinar el radio de curvatura mínimo y establecer las dimensiones de la matriz.

$$RM = 3 * D$$

- Radio de curvatura mínimo para la tubería de 4 pulgadas

$$RM = 3 * 114,3$$

$$RM = 342,9 \text{ mm}$$

Se trabajará con un radio mínimo de curvatura  $RM \cong 350 \text{ mm}$

- Radio de curvatura mínimo para la tubería de 3 pulgadas

$$RM = 3 * 88,9$$

$$RM = 266,9 \text{ mm} \cong 300 \text{ mm}$$

Se trabajará con un radio mínimo de curvatura  $RM \cong 300 \text{ mm}$

Normalmente, las matrices que se fabrican para el doblado por estirado suelen tener una forma semicircular como se muestra a continuación:

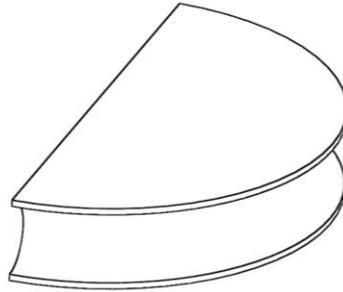


Figura 66. Esquema de la matriz

(Fuente: Realizado por el autor)

Pero las dimensiones y el peso que supondría la fabricación de matrices con estas características para la tubería de tres y cuatro pulgadas cédula 40, serían demasiado grandes por lo que se elaborará una sección de la matriz, economizando costos y haciendo más manejable este elemento.

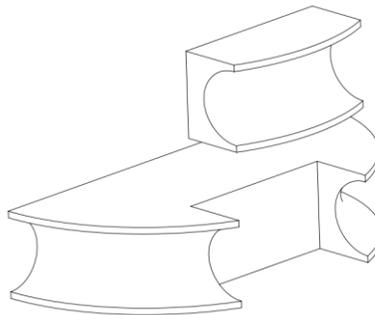


Figura 67. Esquema de una sección de la matriz

(Fuente: Realizado por el autor)

## b. Diseño de la matriz guía

Este elemento mantendrá centrado el tubo durante el proceso de doblado y su configuración se muestra en la figura 68.

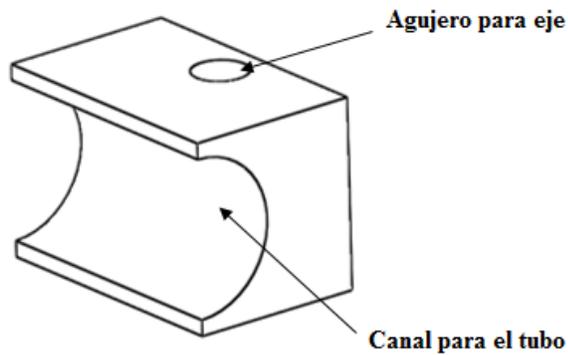


Figura 68. Esquema de la matriz guía

(Fuente: Realizado por el autor)

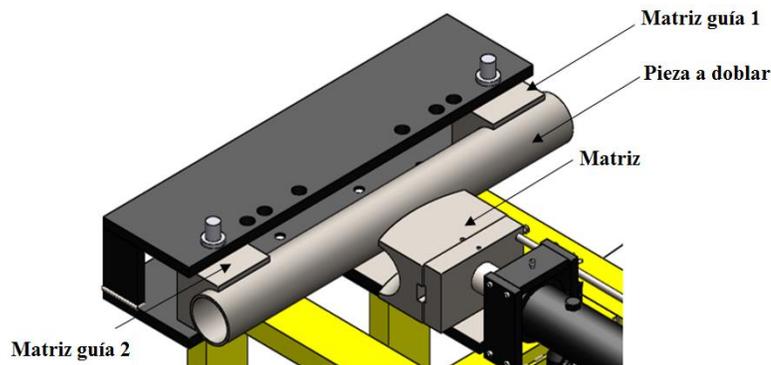


Figura 69. Ubicación de la matriz y matrices guía en la máquina

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.3.7. Dimensionamiento de placa base

La placa base servirá como guía para el portamatrices, manteniendo la matriz centrada en todo el proceso de doblado, no soportará cargas críticas. Y su dimensionamiento se lo realiza de acuerdo con la configuración del mecanismo, la figura 70. Muestra el esquema de la misma.

La placa base estará sujeta en un extremo mediante pernos al soporte por medio de una placa unión, y el otro extremo estará en contacto con la estructura.

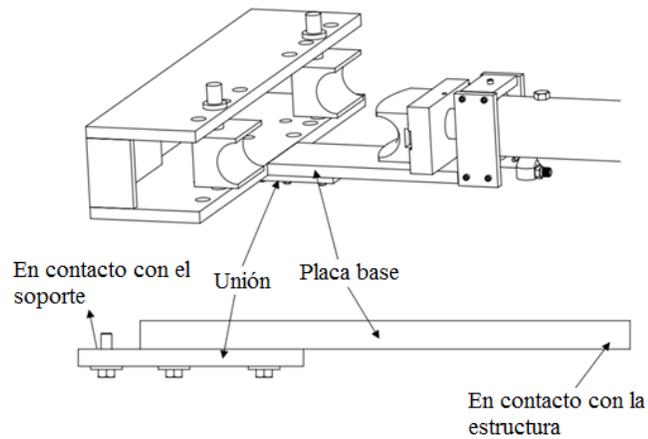


Figura 70. Esquema de la placa base

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.3.8. Diseño del soporte

El soporte es un sub ensamble del mecanismo, cuya función es mantener fijos los ejes de las matrices guía y soportar las cargas generadas durante el proceso de doblado.

Cuenta con los siguientes elementos:



Figura 71. Esquema del soporte

(Fuente: Realizado por el autor)

- Placa inferior
- Placa superior
- Unión 1
- Unión 2
- Uniones emperradas

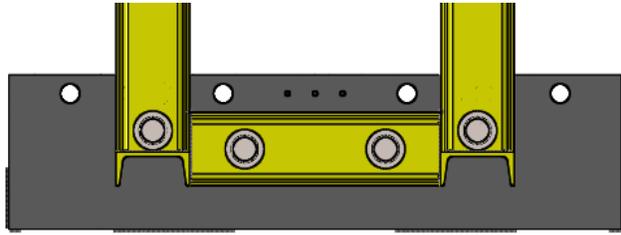


Figura 72. Uniones empernadas (Estructura-Soporte)

(Fuente: Realizado por el autor)

Estos elementos se soldarán como se muestra en la figura 71, y se fijarán a la estructura mediante pernos, como muestra la figura 72.

El material con el que se fabricará todos los elementos del soporte es ASTM A36,  $S_y = 250 \text{ MPa}$  (Ver ANEXO C2), y se trabajará con un factor de seguridad  $n = 2$ , por lo que esfuerzo máximo permisible será:

$$\begin{aligned} \sigma_{perm.} &= \frac{S_y}{n} \\ \sigma_{perm.} &= \frac{250 \text{ MPa}}{2} \\ \sigma_{perm.} &= 125 \text{ MPa} \end{aligned}$$

#### a. Diseño de la placa inferior

Como se puede ver a continuación la placa se puede representar como una viga hiperestática con cuatro apoyos:

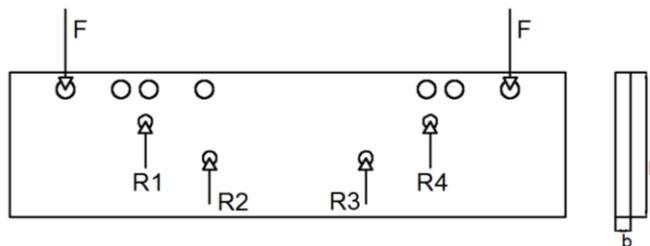


Figura 73. Esquema de placa inferior

(Fuente: Realizado por el autor)

Se determinan el momento máximo y las reacciones en cada apoyo generadas durante el proceso de doblado:

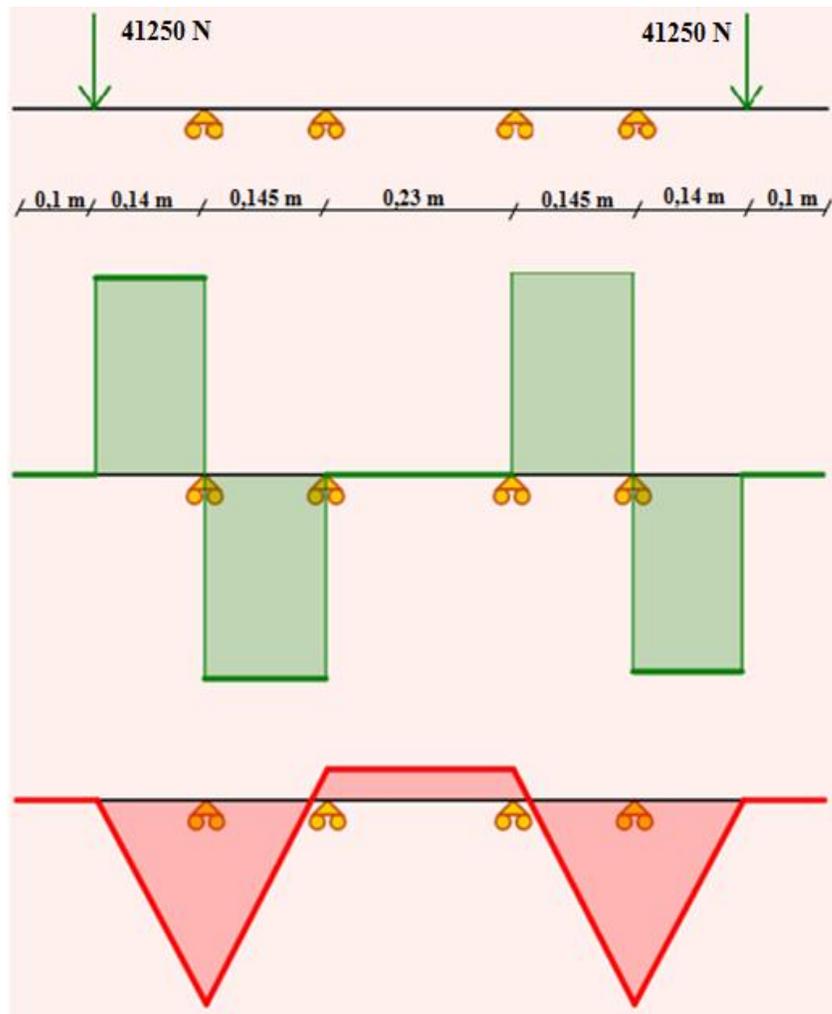


Figura 74. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la placa inferior

(Fuente: Realizado por el autor)

$$R_1 = 86970,429 \text{ N}$$

$$R_2 = -45720,418 \text{ N}$$

$$R_3 = -45720,469 \text{ N}$$

$$R_4 = 86970,453 \text{ N}$$

$$M_{max} = 5775 \text{ N.m}$$

Utilizando la siguiente ecuación se determina la altura de la placa:

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2}$$

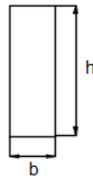


Figura 75. Dimensiones de la placa inferior

(Fuente: Realizado por el autor)

$$b = \text{Espesor} = 25 \text{ mm}$$

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b(\sigma_{perm.})}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6(5775 \text{ N.m})}{0,025 * (125 \text{ MPa})}}$$

$$h = 0,105 \text{ m} = 105 \text{ mm}$$

Se obtuvo un elemento con las siguientes características:

$$h = 250 \text{ mm}$$

Con el dato obtenido se calcula el esfuerzo por flexión real que se genera en el elemento:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma = \frac{6(5775 \text{ N.m})}{(0,025 \text{ m})(0,250 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = \sigma_{eq} = 22,176 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{22,176 \text{ MPa}}$$

$$n = 11,27$$

El elemento soportará adecuadamente las cargas que se producen durante el funcionamiento de la máquina.

## b. Diseño de la placa superior

La placa superior deberá tener las mismas dimensiones que la placa inferior por lo que se comprueba la resistencia de la siguiente manera:

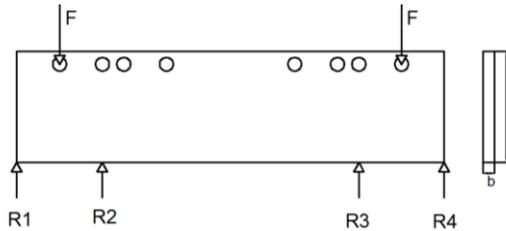


Figura 76. Esquema de la placa superior

(Fuente: Realizado por el autor)

Se determinan el momento máximo y las reacciones en cada apoyo generadas durante el proceso de doblado:

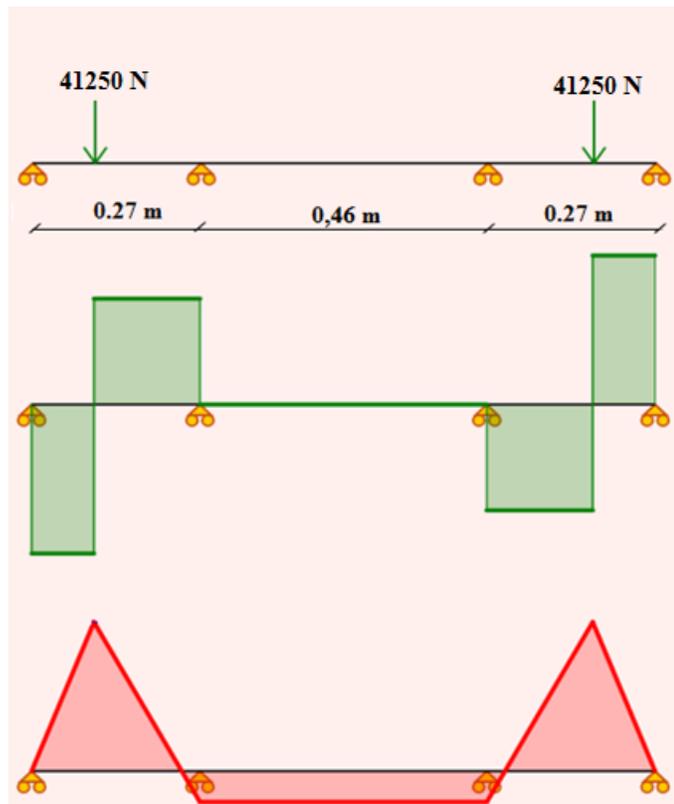


Figura 77. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la placa superior

(Fuente: Realizado por el autor)

$$R_1 = 24118,337 \text{ N}$$

$$R_2 = 17131,66 \text{ N}$$

$$R_3 = 17131,41 \text{ N}$$

$$R_4 = 24118,593 \text{ N}$$

$$M_{max} = 2411,849 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma = \frac{6(2411,849 \text{ N.m})}{(0,025 \text{ m})(0,250 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = \sigma_{eq} = 9,262 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{250 \text{ MPa}}{9,262 \text{ MPa}}$$

$$n = 26,99$$

El factor de seguridad es alto por lo que el elemento está correctamente diseñado.

### c. Diseño de las uniones

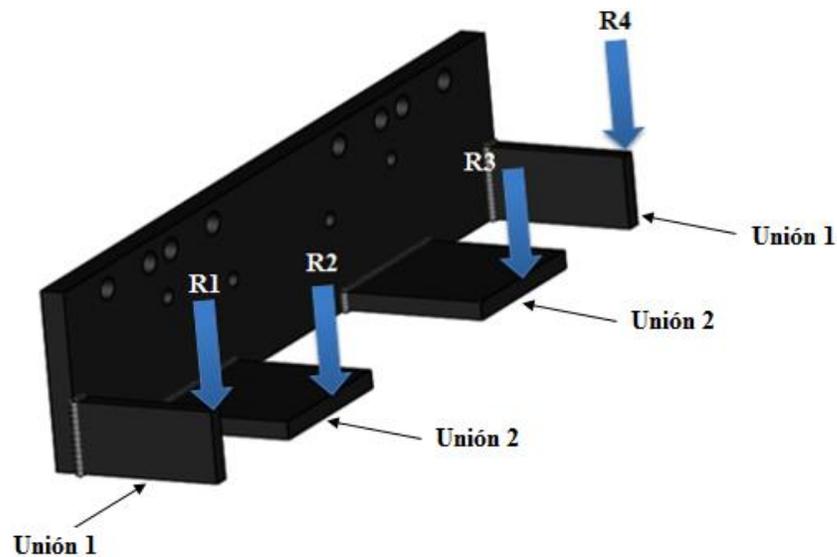


Figura 78. Esquema de aplicación de las fuerzas en las uniones

(Fuente: Realizado por el autor)

➤ **Diseño de Unión 1**

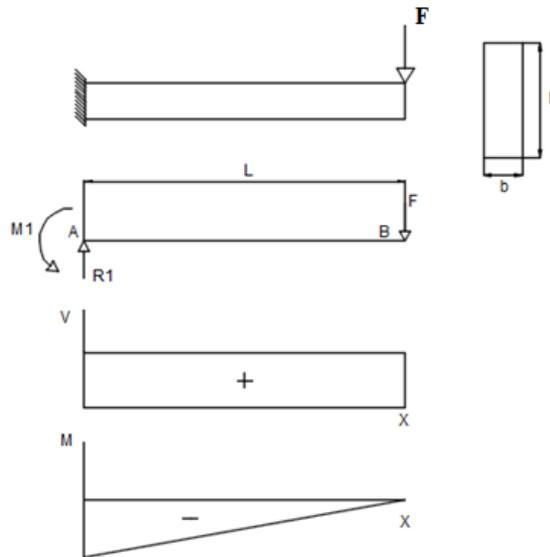


Figura 79. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de unión 1

(Fuente: Realizado por el autor)

**Datos:**

$$F = 24118,593 \text{ N}$$

$$L = 150 \text{ mm}$$

Se determina las reacciones  $R_1$  y el momento máximo  $M$

$$R_1 = F = 24118,593 \text{ N}$$

Cálculo del momento máximo:

$$M = F * l$$

$$M = 24118,593 \text{ N} * 0,15 \text{ m}$$

$$M = 3617,789 \text{ N.m}$$

Utilizando la siguiente ecuación se determina la altura necesaria para la placa:

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2}$$

Como las dimensiones de la placa son:

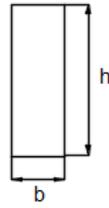


Figura 80. Dimensiones de la unión 1

(Fuente: Realizado por el autor)

$$b = \text{Espesor} = 20 \text{ mm}$$

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b(\sigma_{perm.})}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6(3617,789 \text{ N.m})}{0,02 \text{ m} * (125 \text{ MPa})}}$$

$$h = 0,093 \text{ m}$$

Se obtuvo un elemento con las siguientes características:

$$h = 100 \text{ mm}$$

Con el dato obtenido se calcula el esfuerzo por flexión real que se genera en el elemento:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma = \frac{6(3617,789 \text{ N.m})}{(0,025 \text{ m})(0,100 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 86,827 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{250 \text{ MPa}}{86,827 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,88$$

El factor de seguridad del elemento es mayor a 2 por lo que el elemento soportará adecuadamente las cargas aplicadas

Además, se debe tener en cuenta que las uniones serán soldadas a la placa inferior, por lo que es necesario comprobar la resistencia de las juntas soldadas.

Se tiene las siguientes consideraciones para la comprobación:

- Es una viga en voladizo
- La carga se puede considerar estática [17]  $F = 24118,593 \text{ N}$
- Material base (placa inferior y unión 1) son de acero ASTM A36
- La soldadura es a filete
- El electrodo utilizado es ER 70S-6
- Se trabajará con un factor de seguridad  $n = 2$

El proceso para el diseño es el siguiente:

1. Se obtienen las siguientes ecuaciones de acuerdo con la configuración de la junta soldada (ver ANEXO C3) [6].

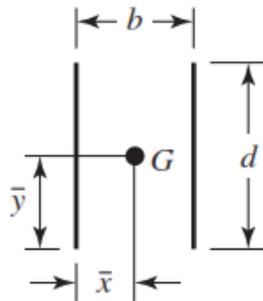


Figura 81. Patrón de soldadura de la unión 1

(Fuente: [6])

$$A = 1,414hd$$

$$y^- = d/2$$

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$I = 0,707hI_u$$

(Ec. 36) [6]

Donde:

$A = \text{Área de la garganta}$

$y^- = \text{Ubicación del centro de gravedad con respecto a } y$

$I_u = \text{Segundo momento unitario del área}$

$I = \text{Segundo momento del área, con base en el área de soldadura de la garganta}$

$h = \text{Tamaño de la soldadura}$

$b, d = \text{Dimensiones de la parte soldada del elemento en voladizo}$

Datos:

$$b = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$d = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$h = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

2. Se calcula  $A, y^-, I_u, I$ , reemplazando los datos necesarios en las ecuaciones anteriores:

$$A = 1,414(0,015 \text{ m})(0,1 \text{ m}) = 2,121 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$y^- = \frac{0,1 \text{ m}}{2} = 0,05 \text{ m}$$

$$I_u = \frac{(0,1 \text{ m})^3}{6} = 1,66 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$I = 0,707(0,015 \text{ m})(1,66 * 10^{-4} \text{ m}^3) = 1,76 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

3. Cálculo del esfuerzo cortante primario Ec. 29

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$\tau' = \frac{24118,593 \text{ N}}{2,121 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau' = 11,37 \text{ MPa}$$

4. Cálculo del esfuerzo cortante secundario Ec. 30

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(24118,593 \text{ N} * 0,15 \text{ m})(0,05 \text{ m})}{1,76 * 10^{-6} \text{ m}^3}$$

$$\tau'' = 102,778 \text{ MPa}$$

5. Se determina la magnitud del esfuerzo cortante  $\tau$  con la Ec. 31

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = ((11,37 \text{ MPa})^2 + (102,778 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\tau = 103,405 \text{ MPa}$$

Comprobación de la resistencia del material de aporte bajo el criterio de energía de la distorsión [6]:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577(415 \text{ MPa})}{103,405 \text{ MPa}} = 2,31$$

Como el factor de seguridad es mayor a 2 el material de aporte soportará adecuadamente las cargas generadas en el proceso de doblado.

Comprobación de la resistencia de metal de unión (Voladizo)

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{M}{b \cdot d^2/6}$$

$$\sigma = \frac{(24118,593 \text{ N} * 0,15 \text{ m})}{0,02 \text{ m} \cdot (0,1 \text{ m})^2/6} = 108,534 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{108,534 \text{ MPa}} = 2,3$$

La resistencia del material base y material de aporte es adecuada para la carga aplicada.

#### d) Diseño de Unión 2

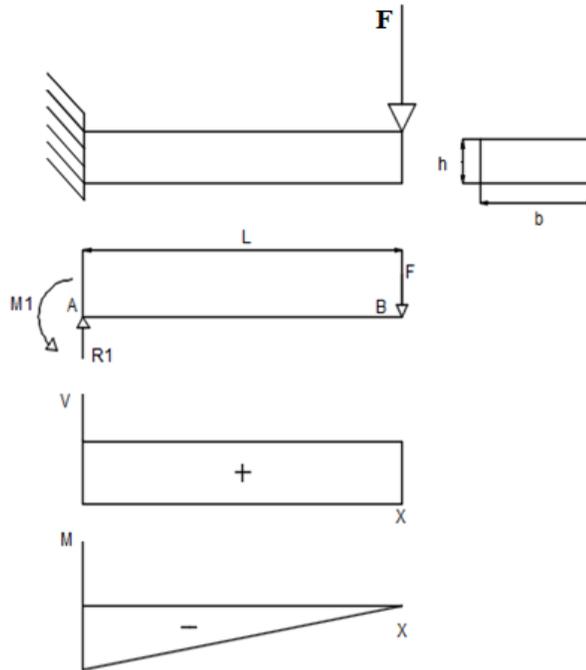


Figura 82. Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de unión 2

(Fuente: Realizado por el autor)

#### Datos:

$$F = 17131,66 \text{ N}$$

$$L = 150 \text{ mm}$$

Se determina las reacciones  $R_1$  y el momento máximo  $M$

$$R_1 = F = 17131,66 \text{ N}$$

Cálculo del momento máximo:

$$M = 17131,66 \text{ N} * 0,15 \text{ m} = 2569,749 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{perm.} = \frac{6M}{bh^2}$$

Como las dimensiones de la placa son:

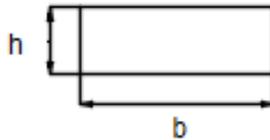


Figura 83. Dimensiones de la unión 2

(Fuente: Realizado por el autor)

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

Se determinará la longitud  $b$  necesaria de la placa para soportar la carga aplicada a este elemento.

$$b = \frac{6M}{h^2(\sigma_{perm.})}$$

$$b = \frac{6(2569,749 \text{ N.m})}{(0,02 \text{ m})^2(125 \text{ MPa})} = 0,308 \text{ m}$$

Se obtuvo un elemento con las siguientes características:

$$b = 200 \text{ mm}$$

Con el dato obtenido se calcula el esfuerzo por flexión real que se genera en el elemento:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2}$$

$$\sigma = \frac{6(2569,749 \text{ N.m})}{(0,2 \text{ m})(0,02 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 192,73 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{192,73 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,3$$

Como el elemento está diseñado para soportar la máxima fuerza que puede generar la central hidráulica, un factor de seguridad mayor a 1 nos brindará una resistencia aceptable.

## Comprobación de la resistencia de la junta soldada

Se tiene las siguientes consideraciones para la comprobación:

- Es una viga en voladizo
- La carga se puede considerar estática [17]  $F = 17131,66 \text{ N}$
- Material base (placa inferior y unión 2) son de acero ASTM A36
- La soldadura es a filete
- El electrodo utilizado es ER 70S-6
- Se trabajará con un factor de seguridad  $n = 2$

El proceso para el diseño es el siguiente:

6. Se obtienen las siguientes ecuaciones de acuerdo con la configuración de la junta soldada (ver ANEXO C3) [6].

$$\begin{aligned} A &= 1,414hd \\ y^- &= d/2 \\ I_u &= \frac{bd^2}{2} \\ I &= 0,707hI_u \end{aligned} \quad (\text{Ec. 37}) [6]$$

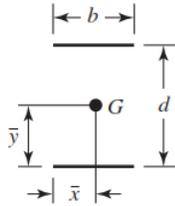


Figura 84. Patrón de soldadura de la unión 2

(Fuente: [6])

Donde:

- $A = \text{Área de la garganta}$
- $y^- = \text{Ubicación del centro de gravedad con respecto a } y$
- $I_u = \text{Segundo momento unitario del área}$
- $I = \text{Segundo momento del área, con base en el área de soldadura de la garganta}$
- $h = \text{Tamaño de la soldadura}$
- $b, d = \text{Dimensiones de la parte soldada del elemento en voladizo}$

Datos:

$$b = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$h = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$$

7. Se calcula  $A, y^-, I_u, I$ , reemplazando los datos necesarios en las ecuaciones anteriores:

$$\begin{aligned} A &= 1,414(0,015 \text{ m})(0,02 \text{ m}) = 4,242 * 10^{-4} \text{ m}^2 \\ y^- &= \frac{0,02 \text{ m}}{2} = 0,01 \text{ m} \\ I_u &= \frac{0,2(0,02)^2}{2} = 4 * 10^{-5} \text{ m}^3 \\ I &= 0,707(0,015 \text{ m})(4 * 10^{-5} \text{ m}^3) = 4,242 * 10^{-7} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

8. Cálculo del esfuerzo cortante primario Ec. 29

$$\begin{aligned} \tau' &= \frac{F}{A} \\ \tau' &= \frac{17131,66 \text{ N}}{4,242 * 10^{-4} \text{ m}^2} \\ \tau' &= 40,385 \text{ MPa} \end{aligned}$$

9. Cálculo del esfuerzo cortante secundario Ec. 30

$$\begin{aligned} \tau'' &= \frac{Mr}{I} \\ \tau'' &= \frac{(17131,66 \text{ N} * 0,15 \text{ m})(0,01 \text{ m})}{4,242 * 10^{-7} \text{ m}^3} \\ \tau'' &= 60,579 \text{ MPa} \end{aligned}$$

10. Se determina la magnitud del esfuerzo cortante  $\tau$  utilizando la Ec. 31:

$$\begin{aligned} \tau &= (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}} \\ \tau &= ((40,385 \text{ MPa})^2 + (60,579 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$\tau = 72,81 \text{ MPa}$$

Comprobación de la resistencia del material de aporte bajo el criterio de energía de la distorsión [6]:

$$n = \frac{S_{Sy}}{\tau}$$

$$n = \frac{0,577(415 \text{ MPa})}{72,81 \text{ MPa}}$$

$$n = 3,29$$

El material de aporte soportará adecuadamente las cargas generadas durante el funcionamiento de la máquina.

Comprobación de la resistencia de metal de unión (Voladizo)

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{M}{b \cdot d^2/6}$$

$$\sigma = \frac{(17131,66 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m})}{0,2 \text{ m} \cdot (0,02 \text{ m})^2/6} = 192,73 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ MPa}}{192,73 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,29$$

Al ser el factor de seguridad mayor a 1 el material del elemento soldado tiene una resistencia aceptable.

#### e) **Diseño de uniones empernadas**

Estos elementos unirán el soporte a la estructura y tiene la siguiente configuración:

De acuerdo con la configuración de la unión representada en la figura 85, se puede determinar que el perno está sometido a esfuerzo cortante, como la fuerza que se aplica es igual a la reacción mayor calcula en la placa inferior  $R_1 = R_4 = F = 86970,429 \text{ N}$  y se trabaja con un factor de seguridad  $n = 2$ , el esfuerzo cortante máximo permisible será:

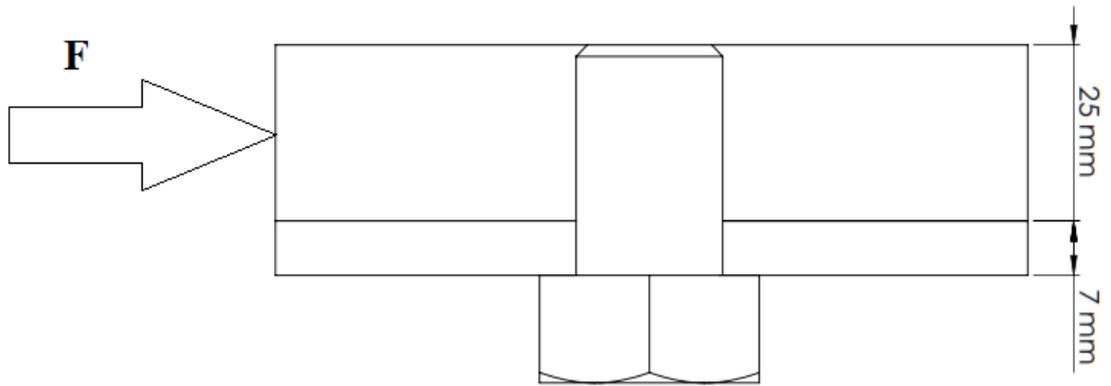


Figura 85. Esquema de la unión emperrada

(Fuente: Realizado por el autor)

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

El perno se fabrica de un material cuyo límite de fluencia es  $s_y = 640 \frac{N}{mm^2} = 640 MPa$

(Ver ANEXO C4)

$$\tau_{perm.} = \frac{S_y}{2}$$

$$\tau_{perm.} = \frac{640 MPa}{2}$$

$$\tau_{perm.} = 320 MPa$$

$$\tau_{perm.} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

Se determina el diámetro necesario que debe tener el perno para soportar la fuerza aplicada:

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi * \tau_{perm.}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(86970,429 N)}{\pi(320 MPa)}}$$

$$D = 0,0186m$$

$$D = 18,6 mm$$

Se selecciona un perno de un diámetro igual o mayor a 18,6 mm y se calcula el esfuerzo generado en el mismo:

El perno adquirido tiene un diámetro de 1 pulgada= 25,4 mm

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{86970,429 N}{\frac{\pi(0,0254 m)^2}{4}}$$

$$\tau = 171,638 Mpa$$

El factor de seguridad del elemento será:

$$n = \frac{640 MPa}{171,638 Mpa}$$

$$n = 3,73$$

Como el factor de seguridad es mayor a 2, el perno está correctamente seleccionado para esta aplicación.

### **3.2.4. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO**

#### **3.2.4.1. Diseño del circuito de mando**

El sistema eléctrico de la maquina está encargado de encender el motor y por lo tanto accionar la bomba hidráulica, controlará también el avance y retroceso del actuador hidráulico mediante el accionamiento de la electroválvula o válvula direccional, esta se activa con un voltaje de 220 V, por lo que el sistema de mando será alimentado por una corriente de 220 V, a continuación se muestra el circuito de mando del sistema:

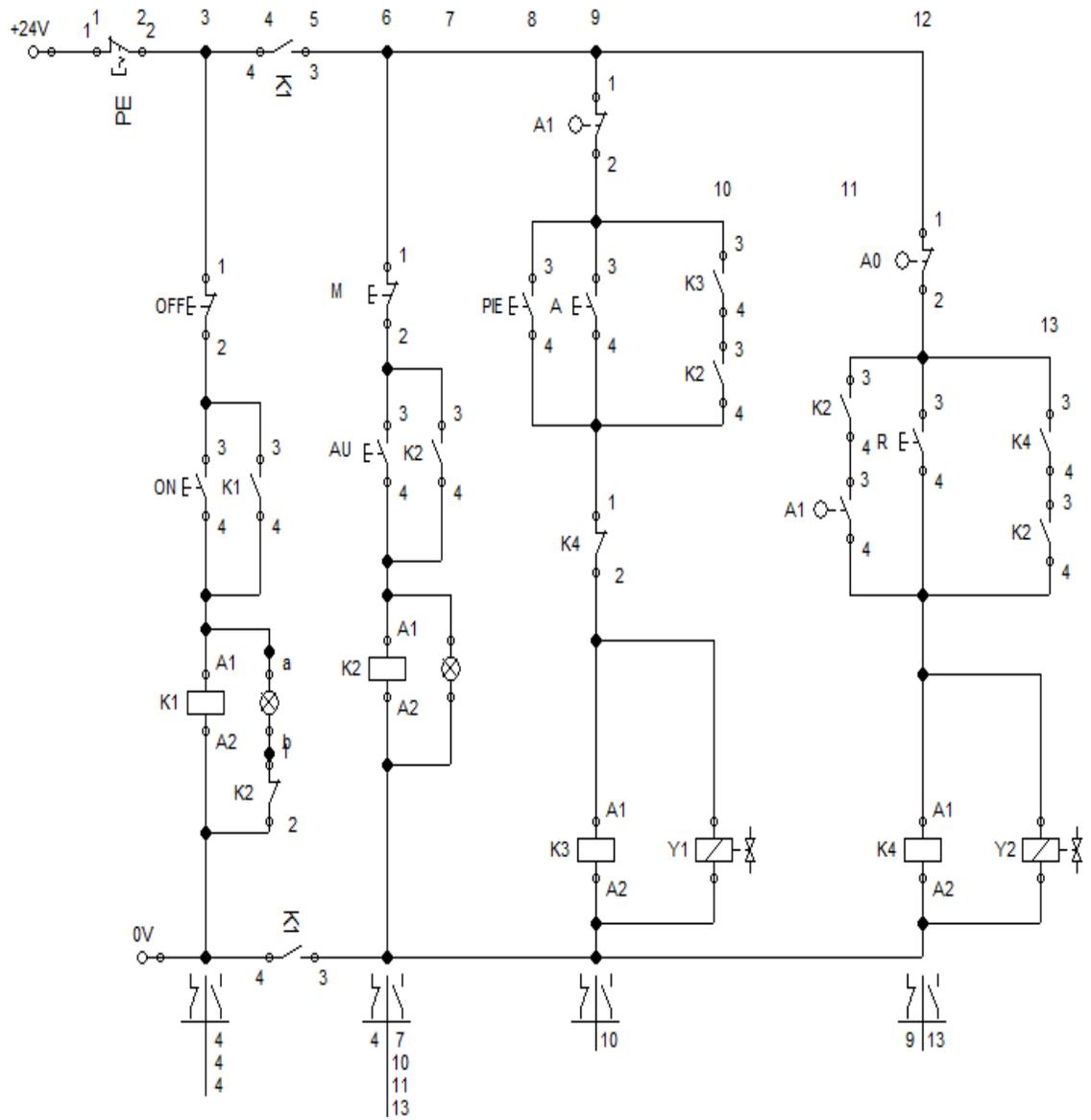


Figura 86. Circuito de mando del motor eléctrico y actuador hidráulico

(Fuente: Realizado por autor)

### a. Circuito de mando del motor electrico

Mediante el pulsador ON (NA), se energizará el motor y todo el circuito de mando, la luz piloto 1 indicará que el sistema está encendido, y el mando manual está activo.

Mientras que el pulsador OFF (NC), permitirá des energizar todo el sistema.

### b. Circuito de mando del actuador hidráulico

Al energizarse el sistema, el mando manual está activo permitiendo controlar el actuador hidráulico mediante los pulsadores A (NA) y PIE (Pulsador de pie NA) para el avance activando Y1, se desactivarán los pulsadores anteriores cuando el microswitch A1 (NC) se abra por acción del actuador, el retroceso será controlado por el pulsador R (NA) activando Y2, el pulsador se desactivará cuando el microswitch A0 (NC) se abra. Se debe mantener presionado los pulsadores tanto para el avance como retroceso.

Al activar el mando automático mediante el pulsador AUTO (NA), se desactivará el mando manual y se podrá cumplir un ciclo, el mismo que iniciará al pulsar A o PIE, Y1 quedará energizada y el actuador avanzará constantemente hasta llegar al microswitch A1 (NA), Y1 se desactivará y se activará Y2, el actuador regresará hasta el punto inicial y se desenergizará el sistema al abrirse A0 (NC).

### 3.2.4.2. Circuito de potencia del motor

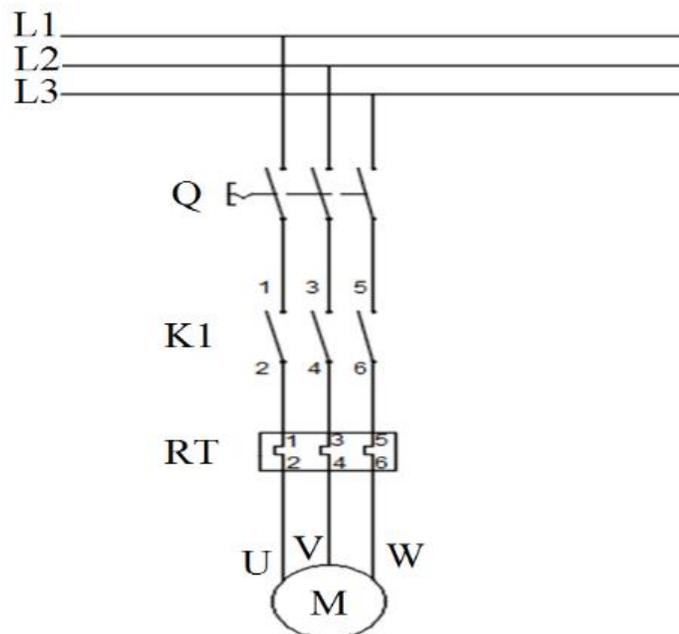


Figura 87. Circuito de potencia del motor eléctrico

(Fuente: Realizado por el autor)

**a. Elementos necesarios para realizar el circuito de mando:**

- Contactores: K1, K2, K3, K4
- Pulsadores: 2 NC, 4 NA
- Pulsador de enganche tipo hongo: 1 NC
- Pulsador de pie: 1NA
- Luz piloto: 2
- Microswitch: 2 NC, 1 NA
- Cable flexible

**b. Elementos necesarios para el circuito de potencia:**

- Breaker o interruptor trifásico (Q)
- Contactor (K1)
- Relay térmico (RT)
- Motor trifásico
- Enchufe trifásico
- Cable trifásico

**3.2.4.3. Selección de elementos eléctricos**

El voltaje del circuito será de 220 V, corriente alterna (CA) ya que el motor y la electroválvula funcionan con este tipo de corriente, además el motor es trifásico, por lo que los elementos eléctricos son seleccionados como se muestran a continuación:

Para la selección del contactor K1 se toman en cuenta los elementos que se conectaran al mismo y se determina la cantidad de corriente que debe abastecer:

Amperaje consumido por los elementos conectados a K1:

- **Contactores:** K2=0,3 A, K3=0,3 A, K4=0,3 A
- **Luz piloto:** L1= 25 mA, L2=25 mA (Ver ANEXO E1)
- **Solenoides:** Y1=0,85A , Y2=0,85 A (Ver ANEXO B4)
- **Motor:** 8,89 A (Ver ANEXO B3)

$$A = (3(0,3) + 2(0,025) + 2(0,85) + 8,89) = 11,54 A$$

Elementos		MOTOR	LUZ PILOTO	RELAY TÉRMICO
CRITERIOS DE SELECCIÓN		<b>Tensión:</b> 220 V <b>P. requerida:</b> 3 HP <b>Velocidad requerida:</b> > 1700 rpm	<b>Tensión:</b> 220 V	<b>Tensión:</b> 220 V <b>Número de polos:</b> 3 <b>Corriente:</b> 8,89 A
	Marca	ABB	CAMSCO	Meta MEC-LS Industrial Systems
CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS	 <p>Figura 88. Motor seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)</p>		 <p>Figura 89. Luces piloto seleccionadas (Fuente: Realizado por el autor)</p>	 <p>Figura 90. Relay térmico seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)</p>
	<p><b>Modelo:</b> trifásico M2QA100L4A <b>Cantidad:</b> 1 unidad <b>Tensión nominal:</b> 220 V=&gt; YY/ 440 V=&gt;Y <b>Corriente nominal:</b> 8,89A=&gt; 220 V / 4,45A =&gt; 440 V <b>Número de polos:</b> 9 <b>Velocidad:</b> 1735 rpm <b>Potencia:</b> 3 HP (Ver ANEXO B3)</p>		<p><b>Modelo:</b> AD16-22D/S <b>Cantidad:</b> 2 Unidades <b>Tensión nominal:</b> 220 V <b>Corriente nominal:</b> <b>Color:</b> verde <b>Diámetro:</b> 22 mm (Ver ANEXO E1)</p>	<p><b>Modelo:</b> GTK-22 9-13 A <b>Cantidad:</b> 1 unidad <b>Rango de ajuste:</b> 9-13 A <b>Número de polos:</b> 3 (Ver ANEXO E2)</p>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXI. Selección de elementos eléctricos: Contactor, Breaker, Pulsadores

Elementos		CONTACTORES	BREAKER	PULSADORES Y PARO DE EMERGENCIA
CRITERIOS DE SELECCIÓN		<b>Tensión:</b> 220 V <b>Corriente:</b> 11,54 A <b>Potencia:</b> 3 HP <b>Número de polos:</b> 3	<b>Tensión:</b> 220 V <b>Corriente:</b> 11,54 A <b>Número de polos:</b> 3	<b>Tensión:</b> 220 V
	Marca	Meta-MEC LS Industrial Systems	CAMSCO	CAMSCO
CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS		 <p>Figura 91. Contactor seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)</p>	 <p>Figura 92. Interruptor seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)</p>	 <p>Figura 93. Pulsadores seleccionados (Fuente: Realizado por el autor)</p>
		<b>Modelo:</b> GMC22R60HzAC2203P <b>Cantidad:</b> 1 unidad <b>Corriente nominal:</b> 13 A <b>Voltaje:</b> 220 V <b>Numero de polos:</b> 3 <b>Número de contactos:</b> 1 NA, 1 NC (Ver ANEXO E3)	<b>Modelo:</b> C.S.C.45 3P <b>Corriente nominal:</b> 16 A <b>Cantidad:</b> 1 unidad <b>Tensión nominal:</b> 220 V <b>Número de polos:</b> 3 (Ver ANEXO E4)	<b>PULSADORES</b> <b>Modelo:</b> FPB EA1, <b>Config:</b> 1 NA, color: Verde <b>Modelo:</b> FPB EA2, <b>Config:</b> 1 NC, Color: Rojo <b>Cantidad:</b> 6 unidades, 4NA y 2NC <b>Diámetro:</b> 22 mm <b>PARO DE EMERGENCIA</b> <b>Modelo:</b> LMB-ES4, <b>Config:</b> 1NC <b>Cantidad:</b> 1 <b>Diámetro:</b> 30 mm <b>Tensión nominal:</b> 240 V <b>Intensidad nominal:</b> 3 A. (Ver ANEXO E5)

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXII. Selección de elementos eléctricos: Pulsador de pie, microswitch, cable flexible, cable trifásico, enchufe

Elementos		PULSADOR DE PIE	MICROSWITCH	CABLE FLEXIBLE Y TRIFÁSICO	ENCHUFE
CRITERIOS DE SELECCIÓN		<b>Tensión:</b> 220 V <b>Configuración:</b> NA	<b>Tensión:</b> 220 V <b>Configuración:</b> 1 NA y 2 NC	<b>Tensión:</b> 220 V <b>Corriente:</b> >11,54 A	<b>Tensión:</b> 220 V <b>Corriente:</b> >11,54 A
Marca		CAMSCO	HANYOUNG	INCABLE	DEMACO
CARACTERÍSTICAS DE ELEMENTOS SELECCIONADOS		 Figura 94. Pulsador de pie seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)	 Figura 95. Microswitch seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)	 Figura 96. Cables seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)	 Figura 97. Enchufe trifásico seleccionado (Fuente: Realizado por el autor)
		<b>Modelo:</b> FS-3 <b>Cantidad:</b> 1 unidad <b>Configuración:</b> NA, NC <b>Tensión máxima:</b> 250 V <b>Corriente máxima:</b> 10 A <b>Material:</b> Aluminio (Ver ANEXO E6)	<b>Modelo:</b> HY-L707A <b>Cantidad:</b> 3 unidades <b>Tensión máxima:</b> 250 V <b>Corriente máxima:</b> 10 A (Ver ANEXO E7)	<b>Cable flexible:</b> <b>Modelo:</b> Cables de cobre aislado flexible tipo TW (MTW) 600 V calibre AWG 14 <b>Cantidad:</b> 6 metros <b>Corriente nominal:</b> 20 A. <b>Cable trifásico:</b> <b>Modelo:</b> Cables de cobre aislado concéntrico tipo ST-I 600 V multipolar calibre AWG 3X14, <b>Cantidad:</b> 6 metros <b>Corriente nominal:</b> 18 A. (Ver ANEXO E8)	<b>Modelo:</b> EAG 50 A-125 / 250 V S40  <b>Cantidad:</b> 1 unidad  <b>Tensión nominal:</b> 125 / 250 V  <b>Corriente nominal:</b> 50 A

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.4.4. Distribución de pulsadores y luces piloto en la caja botonera

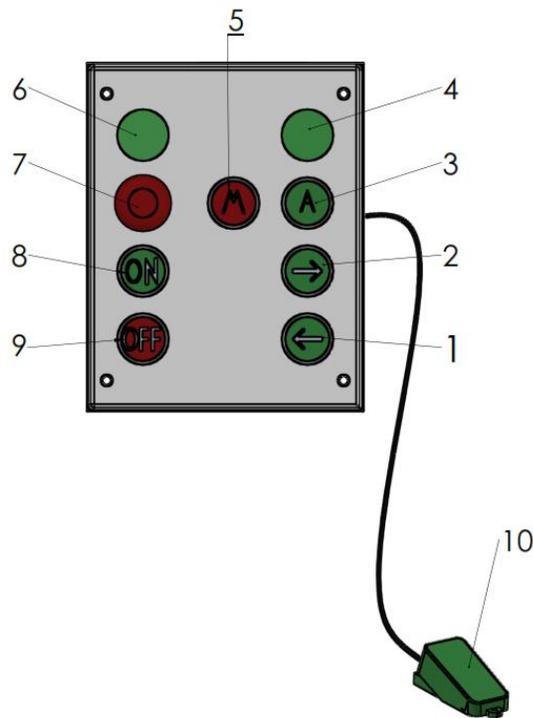


Figura 98. Caja botonera

Fuente: (Realizado por el autor)

TABLA XXIII. Componentes de la botonera para la máquina

N°	Tipo de elemento	Función
1	Pulsador NA	Controla el retroceso del actuador hidráulico (función manual y automática)
2	Pulsador NA	Controla el avance del actuador hidráulico (función manual y automática)
3	Pulsador NA	Activa el mando automático del sistema.
4	Luz piloto color verde	Indica que el mando automático está activo.
5	Pulsador NC	Activa el mando manual del sistema.
6	Luz piloto color verde	Indica que se energiza el sistema y que el mando manual está activo.
7	Pulsador de enganche tipo hongo NC	Corta la energía a todo el sistema (Paro de emergencia)
8	Pulsador NA	Enciende el motor y energiza el sistema.
9	Pulsador NC	Des energiza todo el sistema
10	Pulsador de pie NA	Controla el avance del actuador hidráulico (función manual y automática)

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura soportará el peso de todos los componentes de la máquina como son el sistema hidráulico, mecanismo, sistema eléctrico y demás elementos, además de las cargas que se generen por el proceso de doblado, su diseño es de suma importancia ya que debe proporcionar rigidez y resistencia.

La fuerza ejercida por el actuador hidráulico será mucho mayor al peso de los componentes de la máquina por lo que el diseño de la estructura se realizará considerando esta fuerza y sus reacciones:

Tomando en cuenta las medidas del actuador hidráulico, central hidráulica y del mecanismo se dimensiona la estructura de la siguiente manera:

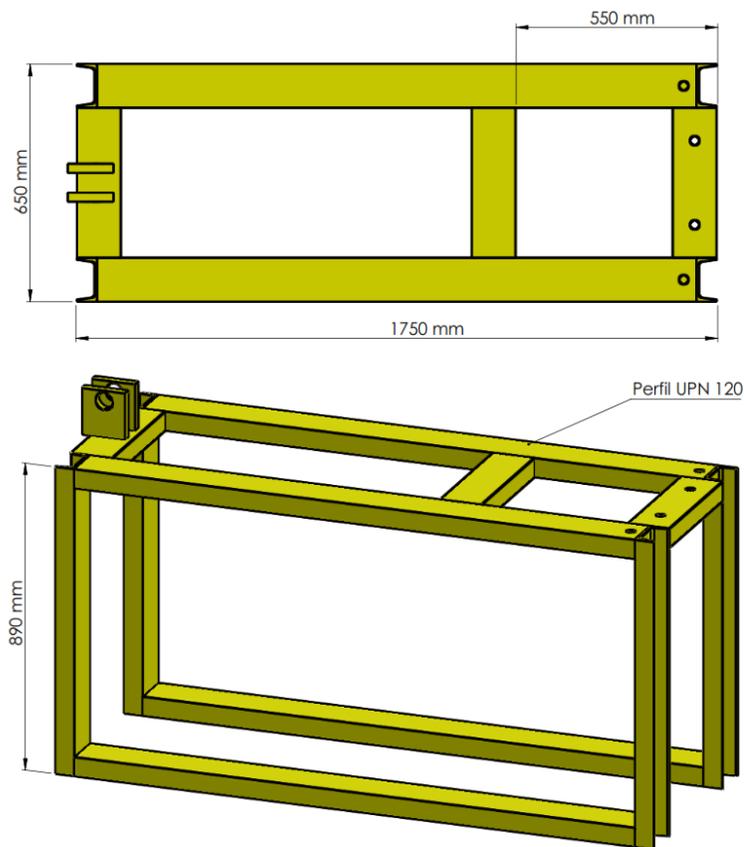


Figura 99. Dimensiones generales de la estructura

(Fuente: Realizado por el autor)

Para la construcción de la estructura de la máquina se tuvo a disposición el perfil estructural UPN 120 (Ver ANEXO D), por lo que se realizará un análisis estático con el programa Solidworks para comprobar que la construcción de la estructura con estos perfiles proporcione la resistencia adecuada.

El proceso de análisis es el siguiente:

1. Dimensionamiento y aplicación del perfil estructural UPN 120.

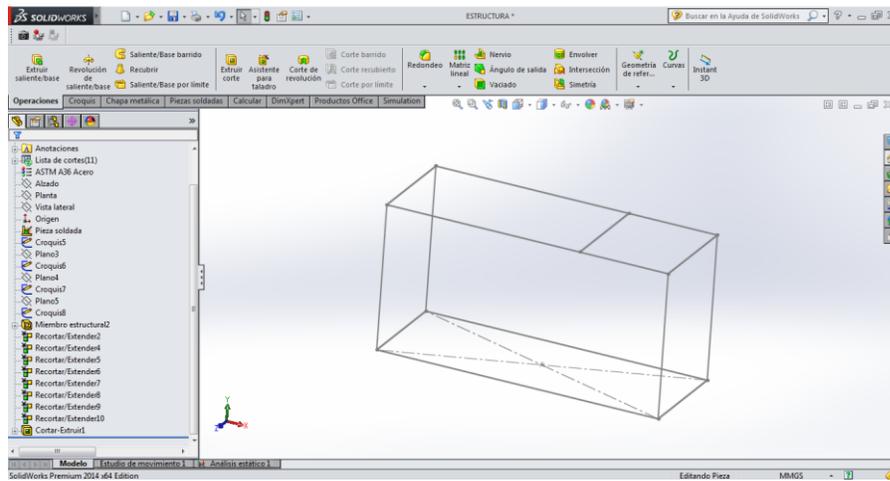


Figura 100. Dimensionamiento de la estructura

(Fuente: Realizado por el autor)

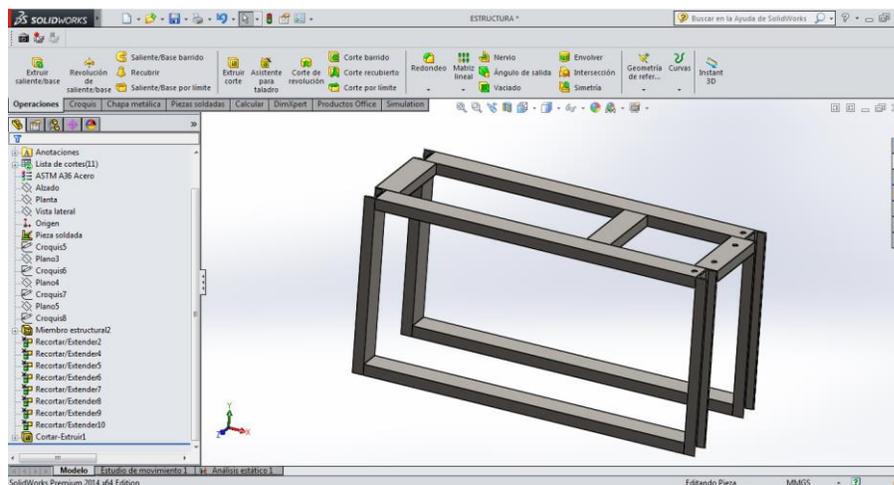


Figura 101. Aplicación de perfiles UPN 120

(Fuente: Realizado por el autor)

## 2. Creación de un análisis estático y generación de nodos.

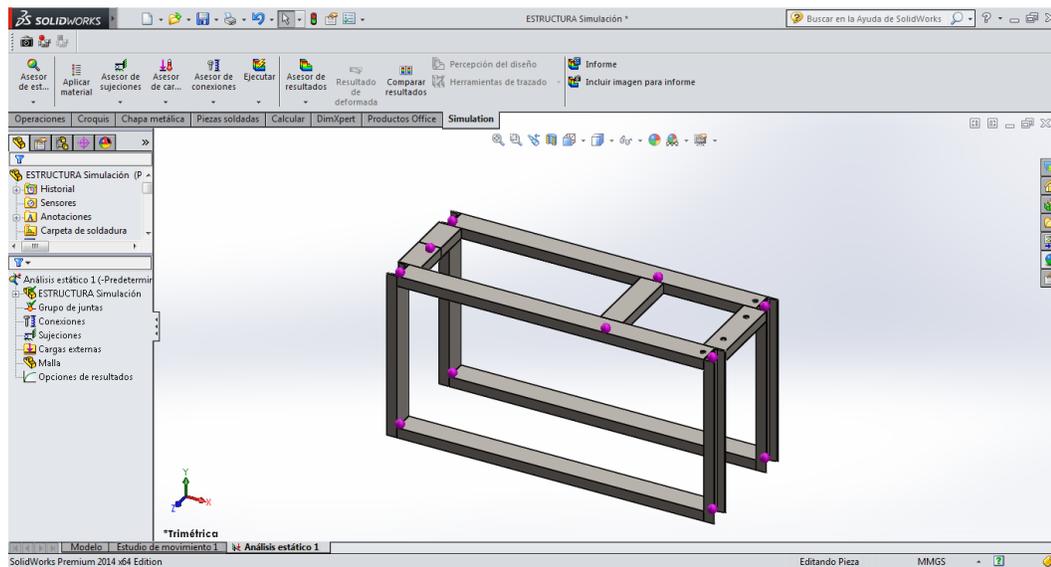


Figura 102. Creación de análisis estático

(Fuente: Realizado por el autor)

## 3. Aplicación de sujeciones, cargas y reacciones (carga máxima necesaria para doblar la tubería de 4 pulgadas cédula 40: $F \cong 70000\text{ N}$ )

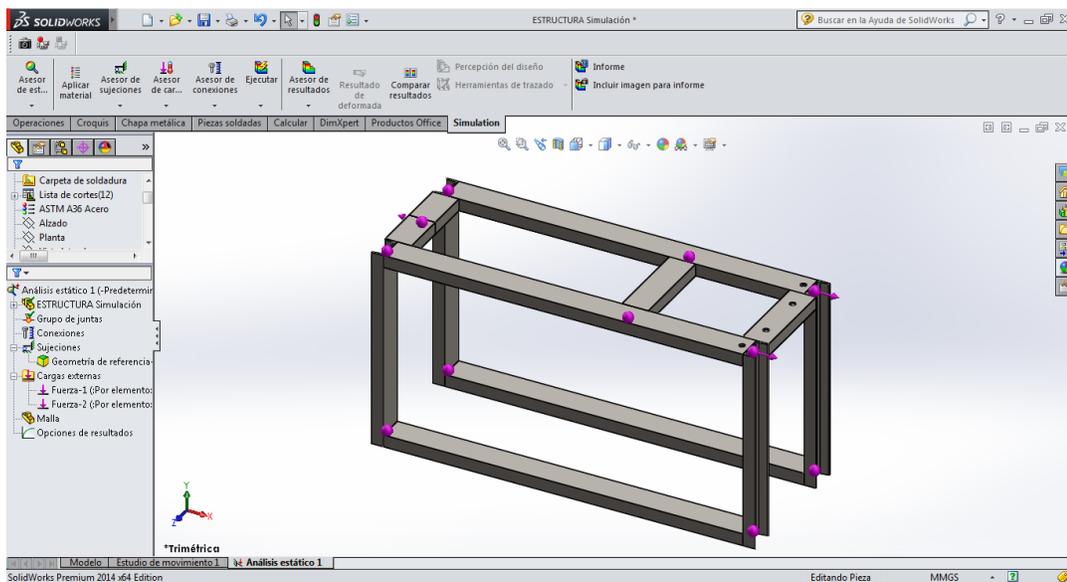


Figura 103. Aplicación de sujeciones, y cargas

(Fuente: Realizado por el autor)

#### 4. Creación de mallado y ejecución del análisis.

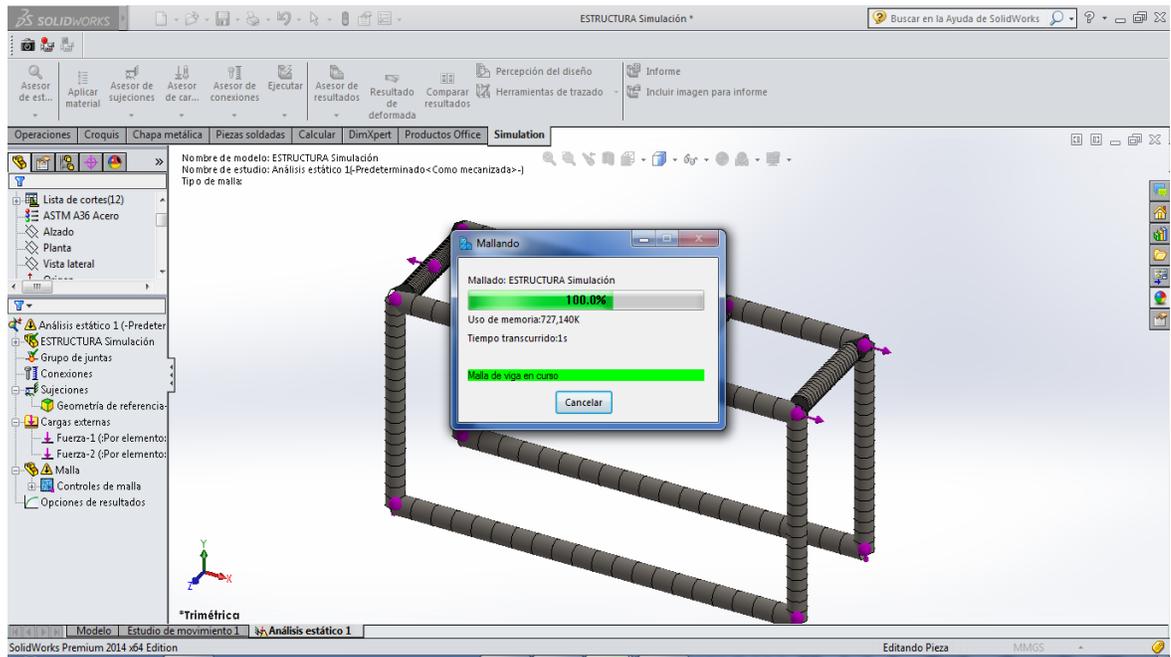


Figura 104. Creación de mallado

(Fuente: Realizado por el autor)

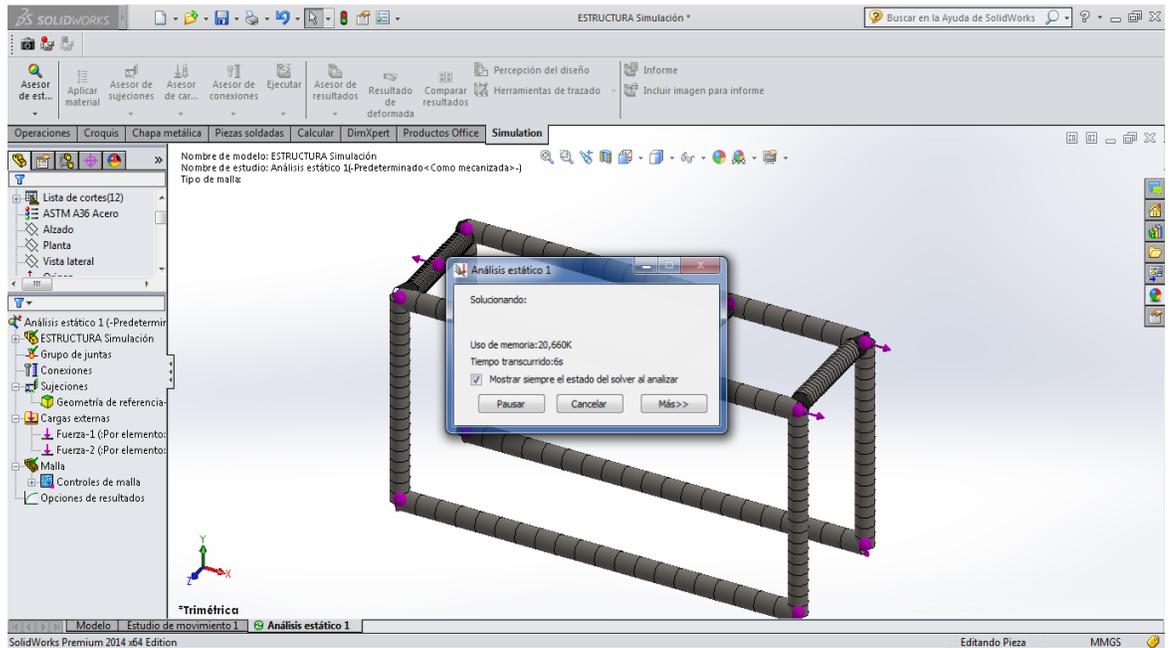


Figura 105. Ejecución del análisis

(Fuente: Realizado por el autor)

- 5. Generación de resultados.
  - a. Esfuerzos máximo y mínimo resultantes

Siendo el esfuerzo máximo  $\sigma = 118,396 \text{ MPa}$

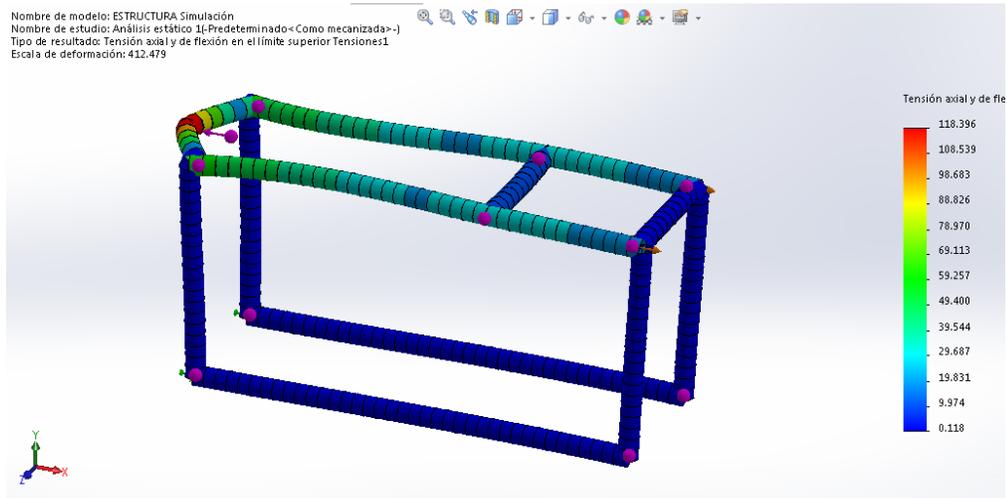


Figura 106. Esfuerzos máximos en la estructura (Simulación)

(Fuente: Realizado por el autor)

- b. Factor de seguridad

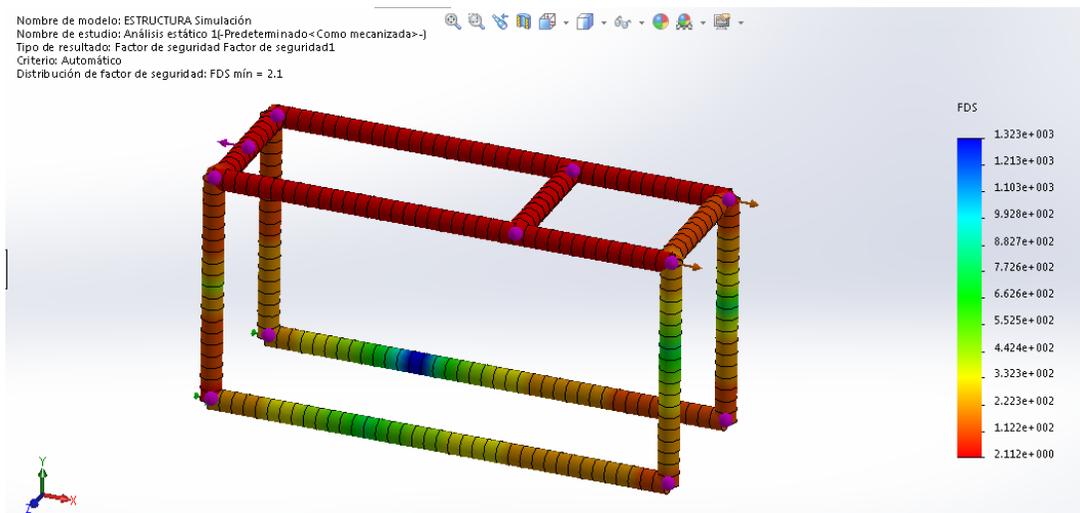


Figura 107. Factor de seguridad de la estructura (Simulación)

(Fuente: Realizado por el autor)

El factor de seguridad mínimo proporcionado por la simulación es  $n = 2,1$  esto cuando se trabaje con tubería de 4 pulgadas cédula 40. Por lo que se puede concluir que la estructura soportará adecuadamente las cargas generadas por el proceso de doblado.

Se debe tener en cuenta que cuando se utilice la central hidráulica a su máxima capacidad (presión máxima: 23 MPa / Fuerza máxima: 165000 N), la estructura se debe reforzar.

El esquema final de la estructura se presenta a continuación donde se incluye el soporte para la caja de distribución eléctrica, placa base para la sujeción del actuador hidráulico y los soportes para el actuador hidráulico, los cuales irán soldadas a la estructura.

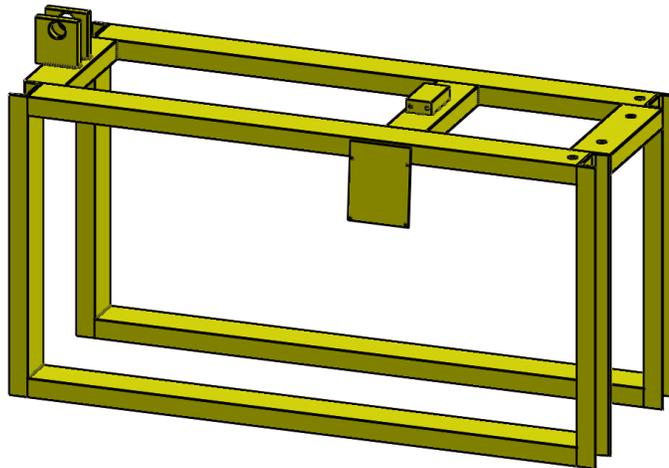


Figura 108. Esquema final de la estructura

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.5.1. Elementos necesarios para la construcción de la estructura

TABLA XXIV. Elementos necesarios para la construcción de la estructura

Elemento	Unidad	Cantidad
Perfil UPN 120 ASTM A36	metros	11
Placa (135X125X25 mm) ASTM A36	U	2
Placas (230X180X4mm) ASTM A36	U	1
Placa (143X75X38 mm) ASTM A36	U	1
Pintura anticorrosiva amarilla	litros	1

(Fuente: Realizado por el autor)



Figura 109. Ensamble final de la estructura

(Fuente: Realizado por el autor)

Finalmente, se ensamblan todos los sistemas de la máquina:

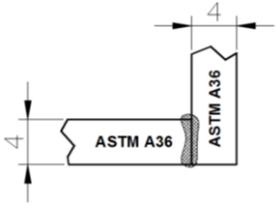
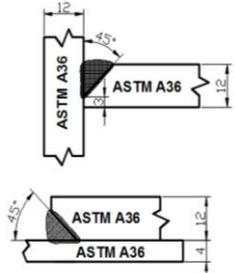
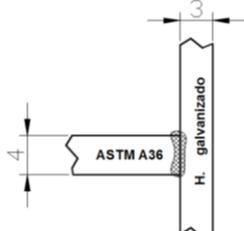
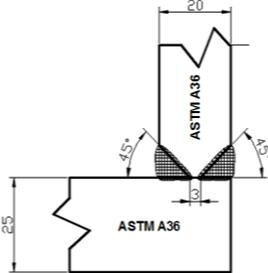
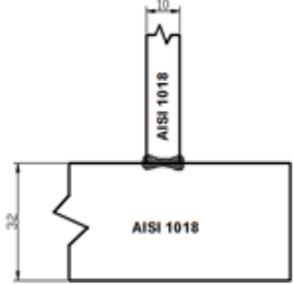
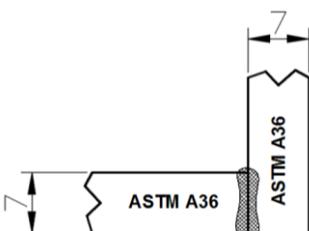
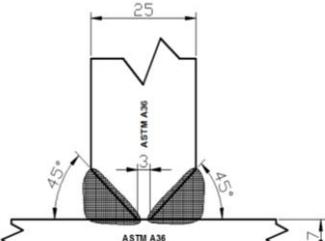
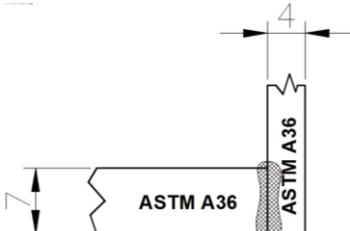


Figura 110. Ensamble final de la máquina dobladora

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.2.6. Diseño de juntas soldadas para la máquina

TABLA XXV. Juntas soldadas diseñadas.

<b>Juntas soldadas para la central hidráulica</b>		
<p>Juntas soldadas del depósito hidráulico.</p> 	<p>Juntas soldadas Tapa</p> 	<p>Juntas soldadas, conductos aspiración, llenado, drenaje</p> 
<b>Juntas soldadas para el mecanismo</b>		
<p>Soldadura del soporte</p> 	<p>Soldadura del eje</p> 	
<b>Juntas soldadas para la estructura</b>		
<p>Soldadura de perfiles</p> 	<p>Soldadura de soportes para el actuador</p> 	<p>Soldadura de soporte para el sistema eléctrico</p> 

(Ver más detalles en ANEXO G)

(Dimensiones en mm)

(Fuente: Realizado por el autor)

El proceso de soldadura utilizado para la construcción de la máquina es GMAW, y el alambre MIG es AWS ER 70S-6 diámetro 0,9 mm (Ver ANEXO G2).

### 3.3. Presupuesto.

El presupuesto se divide en costo de materiales, costo de mano de obra y costo de utilización de maquinaria y herramientas.

#### 3.3.1. Costo de materiales

##### 3.3.1.1. Sistema hidráulico

TABLA XXVI. Costos del sistema hidráulico

<b>Sistema Hidráulico</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Bomba de engranajes 3350 PSI / 23MPa	U	1	453,6	453,6
Acople motor-bomba (Matrimonio)	U	1	141,15	141,15
Actuador hidráulico doble efecto	U	1	196,49	196,49
Aceite hidráulico RANDO OIL HD 68	Emp.	2	61,04	122,08
Válvula direccional 4/3 220 V FluiDyne	U	1	162,4	162,4
Válvula reguladora de presión 1500 - 3000	U	1	96,34	96,34
Manifold válvula direccional	U	1	50,4	50,4
Manómetro 5 - 5000 PSI	U	1	28	28
Filtro	U	1	24,84	24,84
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 1275,3</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXVII. Costos del Depósito Hidráulico; Placas

<b>Materiales para depósito hidráulico</b>				
<b>1. Placas</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Placa (1230X425X4 mm) ASTM A36	U	1	17,46	17,46
Placa (510X360X4 mm) ASTM A36	U	1	6,14	6,14
Placa (520X435X4 mm) ASTM A36	U	1	7,56	7,56
Placa (425X205X4 mm) ASTM A36	U	1	2,91	2,91
Placa (510X425X4 mm) ASTM A36	U	1	8,84	8,84
Placa (300X450X4 mm) ASTM A36	U	1	5,51	5,51
Placa (200X200X12 mm) ASTM A36	U	2	4,89	9,78
Placa (400X200X12 mm) ASTM A36	U	1	9,79	9,79
Placa (40X20X10mm) ASTM A36	U	5	0,17	0,85
Ángulo 40X40X3 mm	Metro	0,3	2,04	0,61
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 69,45</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXVIII. Costos del Depósito Hidráulico; Acoples

<b>2. Acoples</b>				
<b>Elemento/acoples hidráulicos</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Neplo perdido 1/2 presión	U	3	4,93	14,79
Neplo perdido 1/2 a 3/4 Macho recto MP-MP pres.	U	3	5	15
Neplo perdido 3/8 presión	U	2	4,93	9,86
Tee hembra 1/2 presión	U	1	12	12
Tapones presión 1/2	U	2	3,81	7,62
Bushing 1/2x1/4 B110 Rosca Hembra-Macho pres.	U	1	2,7	2,7
<b>Elemento/otros acoples</b>				
Neplos con tapones 1 1/4 pulgadas	U	3	2,9	8,7
Neplos 1/2 x 10 pulg	U	2	1,39	2,78
Neplos 1/2 x 1 pulg	U	4	0,22	0,88
Tee hembra 1/2	U	1	0,45	0,45
Unión HG 1/2	U	2	0,37	0,74
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 75,52</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXIX. Costos del Depósito Hidráulico; Pernos, tuercas, tornillos

<b>3. Pernos, tuercas, tornillos</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Perno cabeza hexagonal 3/8X1 pulgadas	U	7	0,15	1,05
Perno cabeza hexagonal 3/8X1/2 pulgadas	U	6	0,15	0,9
Rodela plana 3/8 pulgadas	U	13	0,03	0,39
Perno cabeza hexagonal 5/16X1 pulgadas	U	4	0,08	0,32
Rodela de presión 5/16 pulgadas	U	4	0,03	0,12
Tuerca RG 5/16 pulgadas	U	4	0,07	0,28
Tornillo cabeza avellanada 5/16X1/2 pulgadas	U	4	0,03	0,12
Tornillo cabeza hueca hexagonal 3/16X2	U	4	0,1	0,4
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 3,58</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXX. Costos del Depósito Hidráulico; Mangueras hidráulicas

<b>4. Mangueras hidráulicas</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Mangueras hidráulicas armadas 1/2" x 500 mm	U	2	19,5	39
Mangueras hidráulicas armadas 5/8" x 1000 mm	U	2	32,38	64,76
Manguera hidráulica 3/4 x 1000 mm	Metro	2	4,48	8,96
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 112,72</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXXI. Costos del Depósito Hidráulico; Otros

<b>5. Otros</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Galón de thinner laca	litro	1	5,8	5,8
Pintura anticorrosiva	litro	2	4,5	9
			<b>Subtotal</b>	<b>\$ 14,8</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

TABLA XXXII. Costo total del sistema hidráulico

<b>COSTO TOTAL SISTEMA HIDRÁULICO</b>	
<b>Elementos</b>	1275,3
<b>1. Placas</b>	69,45
<b>2. Acoples</b>	75,52
<b>4. Pernos, tuercas, tornillos</b>	3,58
<b>3. Mangueras hidráulicas</b>	112,72
<b>5. Otros</b>	14,8
<b>Subtotal 1</b>	<b>\$ 1551,37</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.1.2. Estructura

TABLA XXXIII. Costos de la estructura.

<b>Estructura</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>V. unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Perfil UPN 120 ASTM A36	metros	11	17,65	194,15
Placa (135X125X25 mm) ASTM A36	U	2	4,38	8,76
Placas (230X180X4mm) ASTM A36	U	1	1,4	1,4
Placa (143X75X38 mm) ASTM A36	U	1	4,23	4,23
Pintura anticorrosiva amarilla	litros	1	4,83	4,83
			<b>Subtotal 2</b>	<b>\$ 213,37</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.1.3. Mecanismo

TABLA XXXIV. Costos del mecanismo

<b>Mecanismo</b>				
<b>Elemento</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Placa (1000X250X25mm) ASTM A36	U	2	64,88	129,76
Placa (150X100X20mm) ASTM A36	U	2	3,11	6,22
Placa (150X200X20mm) ASTM A36	U	2	6,22	12,44
Placa (160X200X15mm) ASTM A36	U	1	4,13	4,13
Placa (240X145X50mm) ASTM A36	U	1	33,48	33,48
Placa (200X90X20mm) ASTM A36	U	2	3,74	7,48
Placa (143X75X20mm) ASTM A36	U	1	2,22	2,22
Placa (155X40X20mm) ASTM A36	U	1	1,29	1,29
Placa (435X180X25mm) ASTM A36	U	1	20,31	20,31
Eje 1 1/4 pulgadas AISI 1018	metro	0,5	7,09	3,55
Eje 2 pulgadas AISI 1018	metro	0,13	18,14	2,36
Eje 1 1/4 pulgadas AISI 1018 (RODELAS)	metro	0,03	7,09	0,21
Eje 2 pulgadas AISI 1018 (RODELAS)	metro	0,02	18,14	0,36
Varilla redonda lisa D15 X 600 mm	metro	0,6	2,96	1,78
<b>Matrices</b>				

Placa (250X150X140mm) ASTM A36	U	1	101,02	101,02
Placa (210X110X110mm) ASTM A36	U	1	48,89	48,89
Placa (150X120X140mm) ASTM A36	U	2	48,48	96,96
Placa (150X100X110mm) ASTM A36	U	2	31,75	63,5
<b>Pernos, tuercas, arandelas</b>			0	0
Perno cabeza hexagonal 1X1 1/2 pulgadas	U	4	2,6	10,4
Rodela de presión 1 pulgada	U	4	0,16	0,64
Rodela plana 1 pulgada	U	4	0,16	0,64
Tornillo de cabeza hueca hexagonal 3/8X1	U	9	0,16	1,44
Perno cabeza hexagonal 1/4X1 1/2	U	2	0,13	0,26
Perno cabeza hexagonal 3/8X1 pulgadas	U	8	0,15	1,2
Rodela plana 3/8 pulgada	U	7	0,03	0,21
Tornillo prisionero 3/8X 1 1/4	U	1	0,13	0,13
Tornillo prisionero 3/8X2	U	1	0,16	0,16
Tornillo prisionero 3/8X3/4	U	1	0,1	0,1
<b>Subtotal 3</b>				<b>\$ 551,14</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.1.4. Sistema eléctrico

TABLA XXXV. Costo del sistema eléctrico

<b>Sistema Eléctrico</b>				
<b>Descripción</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario \$</b>	<b>Costo Final \$</b>
Motor eléctrico ABB	U	1	377,36	377,36
Pulsador NC 22 mm CAMSCO	U	2	1,73	3,46
Pulsador NA 22 mm CAMSCO	U	4	1,73	6,92
Pulsador de enganche tipo hongo NC 30 mm	U	1	4,25	4,25
Micro switch HY_L707A PICA CORTA	U	3	4,79	14,37
Contactador GMC 220 V	U	4	16,35	65,4
Luz Piloto AD16-22D/S110-220 V CAMSCO	U	2	1,58	3,16
Caja plástica 220x170x120 mm	U	1	11,05	11,05
Cable flexible calibre 14 AWG INCABLE	metro	8	0,28	2,24
Cable flexible multipolar calibre 3X14 AWG	metro	4	1,99	7,96
Riel	metro	0,1	2,41	0,24
Relay térmico LG GTK-22 9-13A	U	1	26,93	26,93
Enchufe trifásico	U	1	7,87	7,87
Pulsador de pie FS-3 S CAMSCO	U	1	17,46	17,46
Breaker para riel C60N 3P 16A CAMSCO	U	1	13,61	13,61
Tornillo M4 40 mm	U	4	0,03	0,12
Tornillo M4 20 mm	U	6	0,02	0,12
Tuerca M4	U	10	0,01	0,1
<b>Subtotal</b>				<b>\$ 562,62</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.2. Mano de obra

El costo de mano de obra se calcula de acuerdo con las horas empleadas para la construcción de la máquina, se estima el costo de mano de obra por hora de acuerdo con las Tablas de salarios mínimos sectoriales 2016, Comisión sectorial N° 8 “Metalmecánica” (Ver ANEXO F).

TABLA XXXVI. Costo de mano de obra

<b>Costo de mano de obra</b>			
<b>Operarios</b>	<b>Horas de trabajo</b>	<b>Costo por hora \$</b>	<b>Sub total \$</b>
Metal mecánico	200	3	600
Ayudante	400	2,5	1000
<b>Subtotal 5</b>			<b>\$ 1600</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.3. Maquinaria y Herramientas

TABLA XXXVII. Costo del uso de maquinaria y herramientas

<b>Uso de maquinaria y herramientas</b>			
<b>MÁQUINAS</b>	<b>Horas de trabajo</b>	<b>Costo por hora \$</b>	<b>Sub total \$</b>
Soldadora	10	8	80
Fresadora	30	10	300
Taladro de pedestal	5	6	30
Torno Revolver	6	10	60
Amoladora	50	3	150
HERRAMIENTAS	10	2	20
<b>Subtotal 6</b>			<b>\$ 640</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.3.4. Costo total

TABLA XXXVIII. Costo total de la máquina dobladora

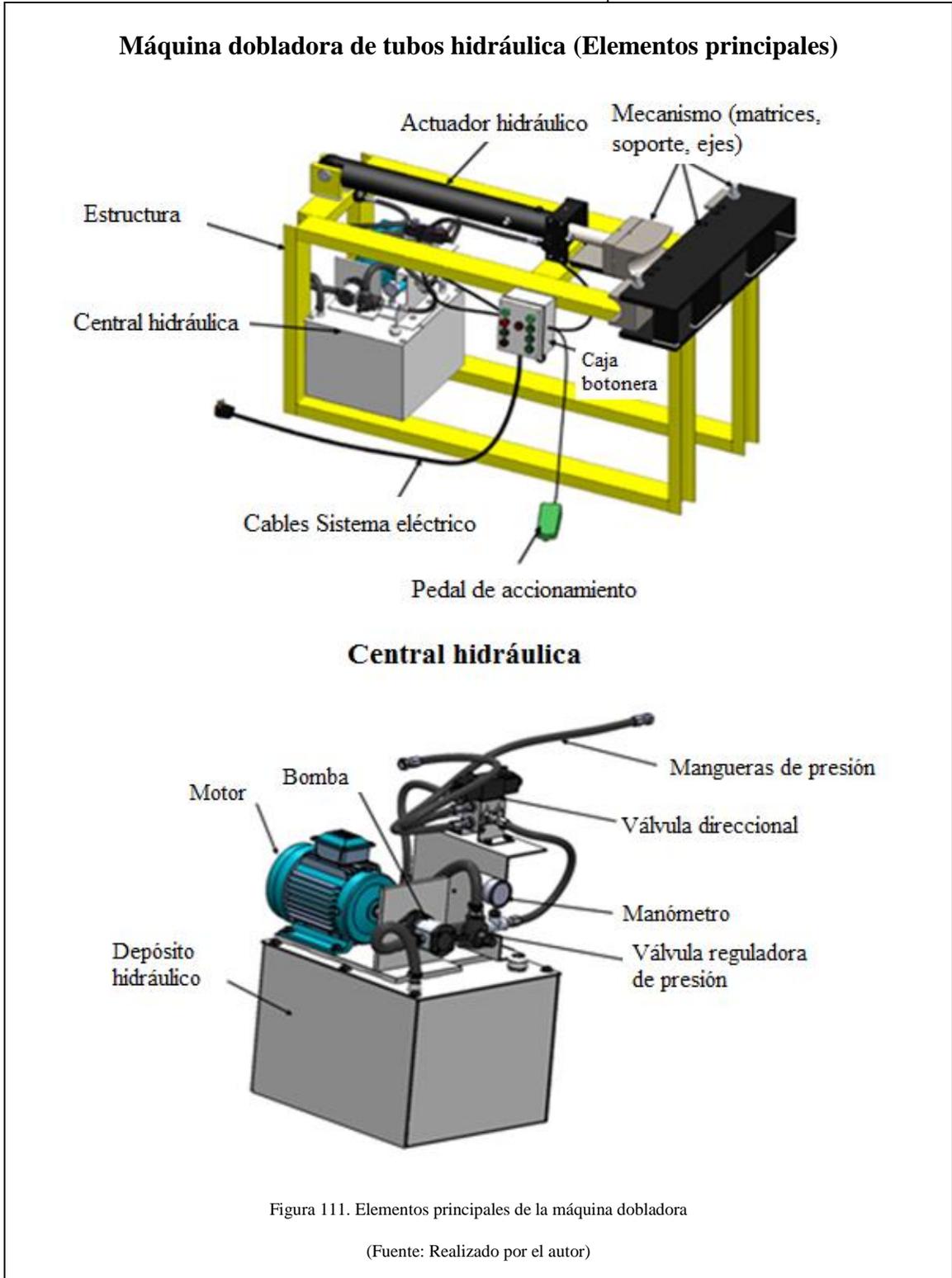
<b>Costo total</b>		
Sistema hidráulico	Subtotal 1	\$ 1551,37
Estructura	Subtotal 2	\$ 213,37
Mecanismo	Subtotal 3	\$ 551,14
Sistema eléctrico	Subtotal 4	\$ 562,62
Mano de obra	Subtotal 5	\$ 1600
Uso de maquinaria y herramientas	Subtotal 6	\$ 640
<b>TOTAL</b>		<b>\$ 5118,5</b>

(Fuente: Realizado por el autor)

El costo total de la elaboración de la máquina dobladora es de 5118,5 dólares.

### 3.4. Especificaciones técnicas

TABLA XXXIX. Datos técnicos de la máquina



<b>Características generales</b>		
Capacidad:	Tubería redonda de hasta 4 pulgadas de diámetro cédula 40	
Rango de ángulos de doblado:	Hasta 60°- tubería de 40 pulgadas, hasta 90°- tubería de 3 pulgadas o menos.	
Fuerza generada:	Hasta 16 toneladas.	
Sistema hidráulico		
Bomba:	Presión	23 MPa
	Desplazamiento volumétrico	
Sistema eléctrico:		
	Alimentación:	Trifásica-220 V
Motor eléctrico:	Tensión nominal:	220 V -> YY / 440 V -> Y
		8,89 A->220 V / 4,45 A->440 V
	Corriente nominal:	
	Número de polos:	9
	Velocidad:	1735 rpm
	Potencia:	3 HP

(Fuente: Realizado por el autor)

### 3.4.1. Manual de operación y mantenimiento de la máquina

#### 3.4.1.1. Manual de operación

##### a) Generalidades.

- Esta máquina utiliza una central hidráulica para su funcionamiento, requiere de una tensión trifásica de 220 V, para el accionamiento del motor eléctrico.
- El depósito hidráulico tiene una capacidad máxima de 92 litros, para un correcto funcionamiento del sistema se recomienda llenar el tanque hasta una tercera parte del mismo equivalente a 31 litros aproximadamente.
- La central hidráulica utiliza una bomba de engranajes y electroválvula de 220 V.
- El aceite hidráulico que utiliza la máquina debe ser grado ISO 32 a 68, recomendado para trabajar con bombas de engranajes y velocidades altas, garantizando así un adecuado funcionamiento del sistema hidráulico.
- La central hidráulica proporciona a través del actuador hidráulico una fuerza y presión máximas de 165000 N / 16 toneladas y 23 MPa respectivamente.
- La máquina puede curvar tubería de hasta 4 pulgadas cédula 40.
- Se requiere de un solo operario para la manipulación de la máquina.

#### **b) Requerimientos de instalación**

- La máquina debe estar ubicada en un lugar amplio, apropiado para su funcionamiento.
- El lugar donde se instale la máquina debe tener las siguientes características:
  - Debe estar nivelado para garantizar que la estructura se apoye de manera adecuada.
  - Debe contar con conexión eléctrica trifásica de 220 V.
  - Debe estar libre de partículas o impurezas (por ejemplo limallas) que puedan ingresar al depósito y contaminar el fluido hidráulico.

#### **c) Instrucciones de operación**

- El operario deberá utilizar en todo momento equipo de protección personal (EPP), como botas de seguridad, casco, gafas, guantes, etc.
- Antes de encender la máquina se debe revisar que todas las partes del sistema hidráulico como mangueras, acoples, tapones, etc. estén en perfecto estado, caso contrario deberán ser reemplazados de manera inmediata. También se deberá revisar el nivel de aceite.
- Realizará una inspección visual de todas las partes del mecanismo, estructura y sistema eléctrico, para verificar su buen funcionamiento.
- Al encender la máquina se debe verificar que los elementos como matrices de conformado, matrices guía, estén en la posición correcta.
- La tubería o pieza de trabajo se colocará en la posición adecuada, el operario puede controlar el avance del actuador hidráulico mediante pulsadores y también mediante el pedal de accionamiento, la matriz acoplada al actuador avanzará deformando el tubo hasta el ángulo requerido, el operario controlará el retroceso de la matriz hasta la posición inicial.
- Finalmente, el operario deberá retirar el tubo deformado de la máquina dobladora.

#### **d) Precauciones**

- Conectar la máquina únicamente a una tensión de 220 V ya que si se la alimenta con una tensión diferente se puede ocasionar daños en los elementos del sistema eléctrico.
- No utilizar la máquina para curvar tubería de diámetro mayor a 4 pulgadas, cédula 40.

- Guardar por completo el vástago del actuador hidráulico, para evitar el desgaste del mismo.
- Mantener la presión en un rango de 9-10 MPa en la central hidráulica, con lo cual se puede generar la fuerza necesaria para curvar la tubería de hasta 4 pulgadas cédula 40.
- La estructura está diseñada para resistir una carga máxima de 70000 N, por lo que la central hidráulica no debe exceder el rango de presión mencionado anteriormente, si se requiere utilizar la máquina en aplicaciones donde se requiera una mayor fuerza, se recomienda reforzar la estructura.
- Utilizar el fluido hidráulico recomendado para un rendimiento adecuado de la central hidráulica.
- Verificar que el filtro de la central hidráulica esté en perfectas condiciones para evitar posibles daños en los elementos como bomba, actuador, válvulas, etc.
- Las mangueras, acoples, tapones o demás elementos que conforman los conductos de presión deben estar en perfecto estado, para evitar fugas.
- Durante el funcionamiento de la máquina evitar el contacto con las partes en movimiento ya que se podrían generar lesiones.
- Verificar siempre la posición del pedal de accionamiento cuando la máquina esté encendida para evitar algún accidente, o accionamiento no deseado.

### **3.4.2. Manual de mantenimiento**

Toda máquina está sujeta a un proceso irreversible de desgaste de sus elementos, pero se debe tener en cuenta que una incorrecta manipulación por parte de los operarios o factores como el uso inadecuado de lubricantes, repuestos, etc. Pueden acelerar el proceso de envejecimiento de las piezas, generando gastos muchas veces innecesarios.

Entre los principales componentes de la máquina dobladora tenemos:

- Sistema hidráulico
- Mecanismo
- Sistema eléctrico
- Estructura

A continuación se muestran las actividades a realizar para garantizar un adecuado funcionamiento de cada uno de los componentes:

TABLA XL. Manual de mantenimiento.

Elemento		Actividad	Frecuencia	Responsable
1) Sistema hidráulico	Actuador hidráulico	Limpieza externa	Diaria	Operario
		Revisión de funcionamiento	Semestral	Personal calificado
	Bomba	Limpieza externa	Diaria	Operario
		Revisión de funcionamiento	Semestral	Personal calificado
	Depósito hidráulico	Limpieza externa	Diaria	Operario
		Revisión de niveles de aceite	Semanal	Operario
		Cambio de aceite	Cada 1000 horas de funcionamiento	Operario
		Revisión de filtros	Cada 250 horas de funcionamiento	Operario
		Cambio de filtros	Cada 500 horas de funcionamiento	Operario
		Limpieza interna	Trimestral	Operario
	Conductos de presión	Revisión de las condiciones de mangueras, acoples, etc.	Semanal	Operario
válvulas	Revisión de funcionamiento	Semestral	Personal calificado	
2) Mecanismo		Limpieza externa	Diaria	Operario
		Revisión de funcionamiento, ejes, matrices.	Semestral	Operario
3) Sistema eléctrico	Motor eléctrico	Limpieza externa	Diaria	Operario
		Revisión de funcionamiento	Anual	Personal calificado
	Cables	Revisión de estado y funcionamiento	Semanal	Personal calificado
	Elementos caja botonera, pedal de accionamiento	Revisión de estado y funcionamiento	Semanal	Personal calificado
4) Estructura		Limpieza externa	Diaria	Operario

(Fuente: Realizado por el autor)

## CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1. Conclusiones

- Se cumplió con el principal objetivo del presente proyecto que fue diseñar y construir una máquina para doblar tubería redonda cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, los ángulos máximos de doblado son de 60° para tubería de 4 pulgadas y 90° para tubería de 3 pulgadas.
- Por las características de la tubería a doblar, la calidad del tubo deformado será la siguiente: para tubos de 4 pulgadas cédula 40 de 0° a 35 ° buena calidad, de 35° a 60° se presentaran arrugas y aplastamientos. Para tubería de 3 pulgadas cédula 40 de 0° a 40° buena calidad, de 40° a 60° calidad regular o aceptable, de 60° a 90° se presentaran arrugas y aplastamientos.
- La fuerza de doblado necesaria para curvar la tubería cédula 40 de 4 pulgadas de diámetro está entre 65000 N - 70000 N por lo que se seleccionaron los elementos que mejor se acoplan a los requerimientos del diseño. La central hidráulica mediante el actuador hidráulico, puede generar una presión y fuerza máxima de 23 MPa y 165000 N respectivamente.
- Para la fabricación de los elementos del mecanismo se seleccionó materiales disponibles en el mercado local y de bajo costo, que cumplan con los requerimientos de factor de seguridad de la máquina ( $n \geq 2$ ). Los materiales más comunes fueron acero ASTM A36 (Estructura, matrices, etc.), AISI 1018 y AISI 4340 (ejes).
- La resistencia y estabilidad de la estructura garantizan un óptimo funcionamiento del mecanismo, por lo que se utiliza perfiles estructurales que brinden estas condiciones durante el funcionamiento, la estructura está diseñada para resistir una carga de 70000 N, con un factor de seguridad  $n = 2,1$ .
- El actuador hidráulico es accionado por una electroválvula (Válvula direccional) por lo que fue necesario el diseño de un circuito de mando, que cuenta con pulsadores, permitiendo así, la fácil manipulación de la máquina.

- La máquina puede adaptarse para doblar tubería de diámetros menores a 4 pulgadas y con espesores de hasta 5 mm únicamente fabricando las matrices con las dimensiones adecuadas.
- Mediante la construcción de la máquina dobladora se pudo profundizar en los conocimientos sobre: sistemas hidráulicos, diseño de elementos de máquinas, sistemas de control, además que se adquirió experiencia sobre los elementos y materiales que se pueden conseguir en el mercado local para la fabricación de máquinas de este tipo.

#### **4.2. Recomendaciones**

- Verificar la disponibilidad de materiales necesarios para la fabricación de los elementos del mecanismo en el mercado local, así como los elementos para el sistema hidráulico, eléctrico y la estructura.
- Utilizar las recomendaciones de radios mínimos de doblado para la fabricación de matrices de conformado.
- Debido al peso elevado de los componentes, todos los elementos de la máquina deben ser desmontables, en caso de ser necesario el cambio de ubicación de la misma.
- Utilizar un filtro en el conducto de aspiración de la bomba, para protegerla de partículas que puedan generar daños y paros innecesarios de la máquina.
- Se recomienda seguir el manual de mantenimiento para aumentar la vida útil de los elementos de la máquina y garantizar un funcionamiento óptimo de la misma.
- Durante los procesos de mantenimiento o cambio de elementos de la central hidráulica, es recomendable liberar la presión de todo el sistema, para evitar derrames de fluido.
- Utilizar el fluido hidráulico con las características adecuadas para evitar pérdidas de presión excesivas, garantizando que el actuador hidráulico genere la fuerza necesaria para doblar la tubería.
- Utilizar equipos de protección personal durante el funcionamiento de la máquina y manipulación de matrices y tubos a doblar, en caso de algún accidente, el peso de los elementos, la presión y fuerza generada por la central hidráulica podría generar lesiones al operario.

## MATERIAL DE REFERENCIA

### Referencias

- [1] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, Manufactura, ingeniería y tecnología, Quinta ed., México D.F.: Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2008, pp. 448-449.
  
- [2] M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Tercera ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, pp. 474-476.
  
- [3] AFTA, «Manual AFTA: Recomendaciones,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-6-Recomendaciones.pdf>. [Último acceso: 15 Diciembre 2015].
  
- [4] DIPAC, Catálogo de acero, DIPAC MANTA CIA. LTDA, p. 29.
  
- [5] K. Ogata, Ingeniería de control moderna, Quinta ed., Madrid: PEARSON EDUCACIÓN S.A., 2010, pp. 123-124.
  
- [6] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2008, pp. 85-86.
  
- [7] D. Merkle, B. Schrader y M. Thomes, «Hidráulica nivel básico TP 501,» [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/31369205/hidraulica-basico>. [Último acceso: 11 Enero 2016].

- [8] A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, Barcelona: Marcombo S.A., 2007, pp. 157-230.
- [9] F. Roca Ravell, Oleohidráulica básica: diseño de circuitos, Bogota: EDICIONES UPC, 2006.
- [10] Ingemecánica, «Sistemas Hidráulicos de Potencia,» [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21>. [Último acceso: 21 Diciembre 2015].
- [11] C. Riba Romeva, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions de la universitat politécnica de Catalunya. Sl, 2002, pp. 59-62.
- [12] J. E. Quinga y J. P. Taco, Construcción de un prototipo de dobladora manual para perfiles cuadrados de acero SAE 1018 de 20 y 25.4 mm de 1 a 2 mm de espesor, Escuela Politécnica Nacional: Quito, 2009.
- [13] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DoWolf y D. F. Mazurek, Mecánica de materiales, Quinta ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2010, pp. 216-218.
- [14] G. P. Moreno, Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático, Universidad Politécnica Salesiana: Quito, 2013.
- [15] «WIDMAN INTERNATIONAL SRL,» [En línea]. Available: <http://www.widman.biz/Seleccion/viscosidad.html>. [Último acceso: 15 Marzo 2016].

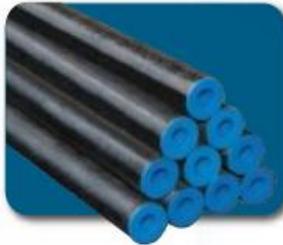
- [16] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, Sexta ed., México D.F.: Pearson Educación, S.A., 2006, pp. 3-5.
- [17] R. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta ed., Mexico D.F.: Pearson Education, S.A., 2006.
- [18] «Operaciones de doblado,» Universidad Mayor de San Simón, [En línea]. Available: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecno-II/PDF/cap-332.pdf>. [Último acceso: 15 Diciembre 2015].
- [19] D. m. y. herramientas, «¿Qué son las dobladoras de Caño o Tubo?,» 27 Febrero 2014. [En línea]. Available: <http://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/dobladoras-de-cano-o-tubo>. [Último acceso: 15 Diciembre 2015].
- [20] I. e. d. normalización, *Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular*, Quito: NTE INEN 134, 2009, 2009.
- [21] I. e. d. normalización, *Tubos de acero al carbono con costura, negros y galvanizados para conducción de fluidos, requisitos*, Quito: NTE INEN 2 470, 2008, 2008.
- [22] G. Miller, «Open ISBN,» 2003. [En línea]. Available: <http://www.openisbn.com/preview/087263633X/>. [Último acceso: 14 Enero 2016].
- [23] A. international, «Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless». Estados Unidos Patente A 53/A 53M -12.

# **ANEXOS**

# **ANEXO A:**

## **Características de la tubería**

## TUBERÍA SIN COSTURA Y ACCESORIOS CÉDULA 40 Y 80

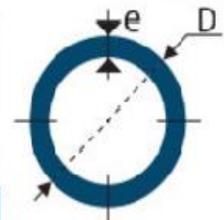


### Especificaciones Generales

<b>ASTM A 53 GRB</b>	Conducción fluidos y gases en minería, petroquímica, pesca y en general
<b>API 5L</b>	Tubos para industria petrolera
<b>ASTM A 106</b>	Tubos para servicio a altas temperaturas
<b>Recubrimiento</b>	Negro o Galvanizado
<b>Largo Normal</b>	6,00 m
<b>Otros Largos</b>	Previa Consulta
<b>Acabado</b>	Natural
<b>Otro Acabado</b>	Previa Consulta

Composición Química %			
C. Max	Mn	P. Max	S. Max
0.3	1.2	0.05	0.06

Propiedades Mecánica				
Resistencia Mecánica		Punto de Fluencia		Elongación %
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Mín
42.2	60000	24.6	35000	30 - 35



DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm <sup>2</sup>	lb/pulg <sup>2</sup>	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	178	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	178	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	178	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65

# **ANEXO B:**

**Características de los componentes hidráulicos**

## ANEXO B1. Características de los materiales del actuador hidráulico.

### Cilindro.

PROPIEDADES MECANICAS DE LOS TUBOS (DIN 2391)												
GRADO DE ACERO	TREFILADO DURO (BK)		TREFILADO SUAVE (BKW)		TREFILADO EN FRIO CON ALIVIO DE TENSIONES (BKS)			RECOCIDO (GBK)		NORMALIZADO (NBK)		
Abrev.	RESISTENT. TRACCION N/mm <sup>2</sup> Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm <sup>2</sup> Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm <sup>2</sup> Min.	LIMITE DE FLUENCIA SUPERIOR ReH N/mm <sup>2</sup> Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm <sup>2</sup> Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm <sup>2</sup> Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	LIMITE DE FLUENCIA SUPERIOR ReH N/mm <sup>2</sup> Min.
St 30 Si	430	8	380	12	380	280	16	280	30	290-420	215	30
St 30 Al	430	8	380	12	380	280	16	280	30	290-420	215	30
St 35	480	6	420	10	420	315	14	315	25	340-470	235	25
St 45	580	5	520	8	520	375	12	390	21	440-270	255	21
St 52	640	4	580	7	580	420	10	490	22	490-630	355	22

### Vástago

#### BÖHLER V 945

Tipo de aleación: C 0.45 Si 0.25 Mn 0.65 %

Color de identificación: Blanco  
Estado de suministro: Recocido 180 HB

Equivalencia  
AISI: ~ 1045  
DIN: C45  
No. Mat. 1.1191

#### PROPIEDADES:

Acero al carbono de alta calidad, de mayores propiedades mecánicas que el acero de transmisión, puede mejorar sus propiedades mecánicas si es bonificado.

#### EMPLEO:

Para la fabricación de partes de maquinaria sometida a esfuerzos normales, como: árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, portamatrices.

#### TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1100 - 850 °C
Recocido:	650 - 700 °C
enfriamiento lento en el horno	
Normalizado:	840 - 870 °C
Distensionado:	500 °C
Temple:	790 - 850 °C
enfriamiento en: agua, aceite (piezas pequeñas), sales	
Dureza obtenible:	54 - 56 HRC
Revenido: ver en el diagrama de bonificación la resistencia requerida.	
Nitración: en baño de sales	580 °C

#### PROPIEDADES MECANICAS

Estado	Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>	Alargamiento (Lo=5d) mín. %	Contracción mín. %
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	560 - 700	18	—

## ANEXO B2. Características de la bomba hidráulica.



### Aluminum body gear pumps and motors

### Bombas y motores de engranajes de cuerpo de aluminio

#### POLARIS series Series POLARIS

Las bombas y motores de engranajes son fabricados de tres piezas con un cuerpo extruido en aleaciones de aluminio de alta resistencia. El amplio rango de ejes, bridas y conexiones de acuerdo a las normas internacionales (SAE, DIN y EUROPEA) permiten el uso de estos productos en una variedad infinita de aplicaciones.

Los desplazamientos volumétricos de la serie van desde 1,07 cm<sup>3</sup>/rev • 0.07 in<sup>3</sup>/rev hasta 91,10 cm<sup>3</sup>/rev • 5.56 in<sup>3</sup>/rev y vienen disponibles en 3 grupos: 10, 20 y 30.

Máximo pico de presión: 300 bar • 4350 psi.

Máxima velocidad angular: 4000 min<sup>-1</sup>.



#### Características

- ♦ Altas eficiencias
- ♦ Rodamientos externos integrados para aplicaciones pesadas y exigentes
- ♦ Unidades múltiples disponibles en versiones estándar, entrada común y etapas separadas
- ♦ Sistemas electrohidráulicos para sistemas de ventilación
- ♦ Diseños a la medida del cliente

#### Opciones adicionales con válvulas incorporadas

- ♦ Válvulas anticavitación
- ♦ Válvulas limitadoras de presión
- ♦ Válvulas de prioridad
- ♦ Válvulas de prioridad sensibles a la carga (Load sensing)
- ♦ Válvulas by-pass eléctricas
- ♦ Válvulas de alivio proporcionales
- ♦ Válvulas reversibles

#### Principales características

	Desplazamiento volumétrico	Presión continua máxima	Velocidad angular máxima
	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>POLARIS 10</b>	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>PL 10-1</b>	1,07 • 0.07	260 • 3750	4000
<b>PL 10-1,5</b>	1,60 • 0.10	260 • 3750	4000
<b>PL 10-2</b>	2,13 • 0.13	260 • 3750	4000
<b>PL 10-2,5</b>	2,67 • 0.16	260 • 3750	4000
<b>PL 10-3,15</b>	3,34 • 0.20	260 • 3750	4000
<b>PL 10-4</b>	4,27 • 0.26	250 • 3600	4000
<b>PL 10-5</b>	5,34 • 0.33	250 • 3600	4000
<b>PL 10-5,8</b>	6,20 • 0.38	230 • 3350	3500
<b>PL 10-6,3</b>	6,67 • 0.41	230 • 3350	3500
<b>PL 10-8</b>	8,51 • 0.52	180 • 2600	3500
<b>PL 10-10</b>	10,67 • 0.65	140 • 2050	3500

	Desplazamiento volumétrico	Presión continua máxima	Velocidad angular máxima
	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>POLARIS 20</b>	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>PL 20-4</b>	4,95 • 0.30	250 • 3600	4000
<b>PL 20-6,3</b>	6,61 • 0.40	250 • 3600	4000
<b>PL 20-7,2</b>	7,29 • 0.44	250 • 3600	4000
<b>PL 20-8</b>	8,26 • 0.50	250 • 3600	3500
<b>PL 20-9</b>	9,17 • 0.56	250 • 3600	3500
<b>PL 20-10,5</b>	10,90 • 0.66	250 • 3600	3500
<b>PL 20-11,2</b>	11,23 • 0.69	250 • 3600	3500
<b>PL 20-14</b>	14,53 • 0.89	250 • 3600	3500
<b>PL 20-16</b>	16,85 • 1.03	250 • 3600	3000
<b>PL 20-19</b>	19,09 • 1.16	200 • 2900	3000
<b>PL 20-20</b>	21,14 • 1.29	200 • 2900	3000
<b>PL 20-24,5</b>	24,84 • 1.52	170 • 2450	2500
<b>PL 20-25</b>	26,42 • 1.61	170 • 2450	2500
<b>PL 20-27,8</b>	28,21 • 1.72	130 • 1900	2000
<b>PL 20-31,5</b>	33,03 • 2.01	130 • 1900	2000

	Desplazamiento volumétrico	Presión continua máxima	Velocidad angular máxima
	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>POLARIS 30</b>	cm <sup>3</sup> /rev • in <sup>3</sup> /rev	bar • psi	min <sup>-1</sup>
<b>PL 30-22</b>	21,99 • 1.34	250 • 3600	3000
<b>PL 30-27</b>	26,70 • 1.63	250 • 3600	3000
<b>PL 30-34</b>	34,55 • 2.11	240 • 3500	3000
<b>PL 30-38</b>	39,27 • 2.40	240 • 3500	3000
<b>PL 30-43</b>	43,98 • 2.68	230 • 3350	3000
<b>PL 30-51</b>	51,83 • 3.16	210 • 3050	2500
<b>PL 30-61</b>	61,26 • 3.74	190 • 2750	2500
<b>PL 30-73</b>	73,82 • 4.50	170 • 2450	2500
<b>PL 30-82</b>	81,68 • 4.98	160 • 2300	2200
<b>PL 30-90</b>	91,10 • 5.56	150 • 2200	2200

Notas

PL : PLP = bomba / PLM = motor

**ANEXO B3. Características del motor eléctrico.**

<b>Type Test Report</b>					Cert. No.						
					M-file ref.: Date of Issue						03/22/2005
Customer:					Type: M2QA100L4A						
Customer ref.:					Serial no.: 1		0AD127-188/04-				
					Order no.:						
Rating:		Product Code			3GQA 102 501						
3-Motor		V			Hz	kW	r/min	A	cos φ	IA/IN	TE[s]
Insul.cl.F		220-240	D	50	2,2	1430	8,6	0,805			
S1		380-420	Y	50	2,2	1430	4,98	0,805			
IP55		440-480	Y	60	2,53	1720	4,97	0,82			
32 kg											
Resistance					Insulation resistance			Overload test			
					R > 200 Mohm						
Line		Pole		Ambient		High-voltage test					
4		5,262		15 °C		1960 V 60 s					
Test		Torque [Nm]		Line		Input		Output P2			
		[Nm]		U[V]		I[A]		[kW]		n[r/min]	
				f[Hz]		P1 [kW]		cos φ		η [%]	
No Load				400 Y 50		2,4		1500			
Rated load (cold)				400 Y 50		4,9		1430			
Rated load (stab.)		14,75		400 Y 50		4,77		1425		0,8146	
146% rated load		21,46		400 Y 50		7,48		1374		0,815	
Shortcircuit		38,35		400 Y 50		30,5		0			
				100 Y 50		5,9		0			
Temperature rise at amb.temp. 17 °C				Temperature				Measurement method			
Stator winding											
Pole		(K)		Method		Pole °C		Method		1 Resistance	
4		52,2		1		4 17		2		2 Thermometer	
				Frame		4 41		2		3 Thermocouples	
Manufactured and tested in accordance with rules of IEC 60034-1.											
On behalf of customer											
On behalf of manufacturer				Date of test				15/11/2004			
Tested by ABB Shanghai Motors Co., Ltd											
Computer print-out valid without signature											
<b>ABB Motors</b>											
ABB Shanghai Motors Co., Ltd						Phone: +86 21 54723133					
88 Tianning Road						200245 Shanghai China					
,Minhang Economic and Technological Development Zone						Fax: +86 21 54725009					



**ANEXO B5.** Características de la válvula reguladora de presión.

DIFFERENTIAL POPPET STYLE RELIEF VALVES - RV AND DRV SERIES	
<p><b>MODEL RV</b> DIFFERENTIAL POPPET INLINE RELIEF</p> 	<p>The PRINCE valve model RV is a differential poppet type inline relief. The valve is made up of a relief cartridge and a cast iron valve body. The differential poppet type relief provides smooth quiet performance with a minimum variation between cracking and full flow pressures. This type relief is also less sensitive to system contamination. The model RV is well suited as a system relief up to 30 GPM and 3000 psi. It is available in two pressure ranges and both an externally adjustable and shim adjustable version.</p> <p><b>VALVE SPECIFICATIONS:</b> Capacity: 30 gpm max inlet flow      Weight: 3 lbs. Pressure: 3000 psi max</p>



## RANDO HD

### 32, 37, 46, 68, 100, 150, 220

Rando HD es una serie de aceites lubricantes formulados con bases grupo II altamente refinadas y aditivos antidesgaste para lubricación de sistemas hidráulicos. Está aprobado por diversos fabricantes de bombas hidráulicas.

#### APLICACIONES

La serie Rando HD está recomendada para la lubricación de bombas de sistemas hidráulicos equipados con bombas de paleta o de engranajes, en presiones hasta 5000 psi y/o rotaciones arriba de 1200 rpm. También está recomendada para sistemas hidráulicos equipados con bombas de pistón operando a cualquier presión.

La serie Rando HD puede ser utilizada en diversas otras aplicaciones industriales, como compresores, motores hidráulicos y sistemas circulatorios en general, cuando es requerido un producto de estos grados de viscosidad y con características de protección antidesgaste.

Esta serie no debe ser utilizada, cuando las especificaciones del fabricante requieran productos libres de zinc.

Los aceites Rando<sup>1</sup> HD cumplen:

#### • Requerimientos de los principales fabricantes

- **Bosch Rexroth** (ISO 32, 46 y 68)
- **Cincinnati Machine** P-68 (ISO 32), P-70 (ISO 46), P-69 (ISO 68).
- **Parker Hannifin** (anteriormente conocido como Denison) HF-0, HF-1, HF-2 y T6H2OC (ISO 32, 46 y 68))
- **Eaton-Vickers** 35VQ25A pump, I-286-S (ISO 32, 46 y 68), M2950-S (ISO 32, 46 y 68)

1. productos manufacturados en:  
Argentina (ISO 32, 37, 46, 68, 100, 150, 220)  
Chile (ISO 32, 46, 68)  
Colombia (ISO 32, 46, 68, 100, 150)  
Ecuador (ISO 32, 46, 68)  
El Salvador (ISO 32, 46, 68, 100, 150)

#### • Requerimientos de aceites para sistemas circulatorios

- **AFNOR** NF E 48-603 HM (ISO 32, 46, 68, 100 y 150)
- **ANSI/AGMA** 9005-EO2, Lubricación de Engranajes Industriales, para lubricación de engranajes como aceites para engranajes con herrumbre y oxidación inhibidos (ISO 46, 68, 100, 150 y 220).
- **ASTM** D-6158 Class HM (ISO 32, 46, 68, 100 y 150)
- **DIN** 51524 parte 2 HLP - Aceite para sistemas hidráulicos con aditivación antidesgaste y también R&O. (ISO 22, 32, 46, 68 y 100)
- **ISO** 11158 HM (ISO 22, 32, 46, 68, 100 y 150)

#### BENEFICIOS

La serie Rando HD proporciona:

- **Intervalos de cambios más largos** - por su formulación con bases grupo II que le proporciona una alta estabilidad a la oxidación.
- **Mayor vida útil a los equipos** — un paquete aditivo antidesgaste minimiza el desgaste protegiendo las superficies cuando la carga causa una falla en la película lubricante.
- **Tiempo de inactividad minimizado** — su efectivo sistema inhibidor de herrumbre, corrosión y oxidación ayuda a evitar la producción de partículas abrasivas derivadas de la formación de herrumbre y depósitos, barnices y lodos debidos a la falla del aceite, los cuales pueden dañar las superficies y sellos del equipo y bloquear los filtros de forma prematura.
- **Operación suave** — sus buenas características de estabilidad hidrolítica y de separación de agua promueven una excelente filtrabilidad en la presencia de contaminación por agua. Sus propiedades anti espuma y de liberación de aire aseguran una operación suave y eficiencia del sistema.

#### MANEJO:

Para información sobre seguridad en el manejo de este producto, referirse a la hoja de seguridad o contacte a su representante de ventas.

**CARACTERÍSTICAS TÍPICAS:**

<b>Grado ISO</b>	<b>Método ASTM</b>	<b>32</b>	<b>37</b>	<b>46</b>	<b>68</b>
<i>Código de producto</i>	-	1657	21481	1658	1659
<i>Código de hoja de seguridad MSDS</i>					
<i>Argentina</i>		ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D
<i>Chile</i>		CHL01657	-	CHL01657	CHL01657
<i>Colombia</i>		COL01657	-	COL01657	COL01657
<i>Ecuador</i>		27068	-	27068	27068
<i>El Salvador</i>		26352	-	26352	26352
Color ASTM	D-1500	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5
Densidad @ 15°C	D-4052	0,861	0,863	0,866	0,869
Viscosidad cinemática					
cSt @ 40 ·C	D-445	32,2	37,1	46,4	68,76
cSt @ 100 ·C	D-445	5,53	6,01	6,89	8,98
Índice de viscosidad	D-2270	108	106	103	104
Punto de inflamación, ·C	D-92	226	232	242	246
Punto de fluidez, ·C	D-97	-30	-27	-30	-27
Espuma, Tend./Estab., ml					
Seq I	D-892	0/0	0/0	0/0	0/0
Seq II	D-892	0/0	0/0	0/0	0/0
Neutralización, mg KOH/g	D-974	0,40	0,40	0,40	0,40
Corrosión lámina de cobre	D-130	1A	1A	1A	1A
Emulsión @ 54,4°C, tiempo de separación, minutos	D-1401	5	10	10	10

**ANEXO B7.** Características de mangueras hidráulicas fabricados bajo norma SAE 100 R2AT / EN 853.



**SAE 100 R2AT / EN 853 2SN**

**TEMPERATURE RANGE :** -40°C (-40°F) to +120°C (+248°F)

**APPLICATION :** High pressure hydraulic oils, air and water

**TUBE :** Synthetic oil resistant rubber

**REINFORCEMENT :** 2 high tensile steel wire braids

**COVER :** Synthetic rubber - abrasion, ozone and weather resistant

**IMPULSE CYCLES :** 200,000

**BRANDING :** Blue transfer tape with white text 'SUNFLEX SAE 100 R2AT / EN 853 2SN'

Hose Size						Max Working Pressure		Minimum Burst Pressure		Minimum Bend Radius	
DN	dash	I.D.		R.O.D.	O.D.	psi	bar	psi	bar	inch	mm
		inch	mm	mm	mm						
6	-4	1/4	6.4	12.7	15.1	5800	400	23200	1600	4.0	100
8	-5	5/16	7.9	14.3	16.7	5100	350	20400	1400	4.5	115
10	-6	3/8	9.5	16.7	19.1	4800	330	19200	1320	5.1	130
12	-8	1/2	12.7	19.8	22.2	4000	276	16000	1103	7.1	180
16	-10	5/8	15.9	23.0	25.4	3600	250	14400	1000	7.9	200
19	-12	3/4	19.0	27.0	29.4	3100	215	12400	860	9.4	240
25	-16	1	25.4	35.0	37.3	2400	165	9600	660	11.8	300
32	-20	1 1/4	31.8	44.5	48.3	1800	125	7200	500	16.5	420
38	-24	1 1/2	38.1	51.0	54.7	1300	90	5200	360	19.7	500
51	-32	2	50.8	63.5	67.4	1160	80	4640	320	24.8	630
60	-38	2 3/8	60.3	71.5	75.8	1015	70	4060	280	30.0	762
64	-40	2 1/2	63.5	76.2	82.5	1000	69	4000	276	30.0	762
76	-48	3	76.2	89.4	96.0	650	45	2600	179	36.0	915
90	-56	3 1/2	90.0	101.2	107.5	400	28	1600	110	42.0	1067
100	-64	4	101.6	113.2	118.5	365	25	1460	101	43.5	1105

# **ANEXO C:**

**Selección de componentes del mecanismo**

ANEXO C1. Características del eje AISI 1018 y eje AISI 4340.



## EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



### Especificaciones Generales

**Calidad** AISI 1018

**Descripción** Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

**Aplicaciones** Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

**Longitud** 6 m

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0.20	0 - 0.25	0 - 0.70	0 - 0.04	0 - 0.05

Dimensiones			
Diámetro			
3/8"			
1/4"			
5/8"			
3/4"			
7/8"			
1"			
1 1/4"			
1 1/2"			
1 3/4"			
2"			
2 1/4"			
2 1/2"			
2 3/4"			
3"			
4"			
5"			
6"			

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm2)	Punto de Fluencia (N/mm2)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143



EJES

[www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com)

## EJES Acero 705



**EJES**

### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	ANSI 4340 (705)
<b>Descripción</b>	Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.
<b>Aplicaciones</b>	Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigüeñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bombas, ejes para aviones, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc...
<b>Longitud</b>	6 m

#### Composición Química

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1 - 0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03

#### Propiedades Mecánicas

Díámetro (mm)	Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de Fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	Dureza ROKWELL B
16 o menos	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

#### Dimensiones

Díámetro
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm

## ANEXO C2. Características de planchas de acero ASTM A36.

# PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE



### Especificaciones Generales

**Espesores** 1,20mm a 150,00mm  
**Rolls** Ancho 1000mm, 1220mm, 1500mm  
**Planchas** 4 x 8 pies y a medida

PLANCHAS

#### Calidad Comercial

Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas				Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= Oe	SAE 1010 ASTM A-569	
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1	
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-635 ASTM A-570 GRADO 33	

#### Calidad Estructural

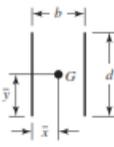
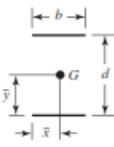
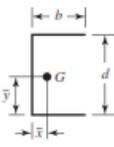
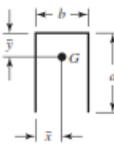
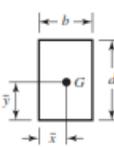
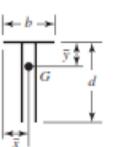
Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e		

**ANEXO C3.** Propiedades flexionantes de las soldaduras a filete, de acuerdo con: R. G.

Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava ed.

**Tabla 9-2**

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete\*

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

## ANEXO C4. Características del perno.

# Ficha técnica

<b>Título</b>	Características mecánicas de los elementos de fijación fabricados de aceros al carbono y de aceros aleados. Parte 1 Pernos, tornillos y bulones.
<b>Norma</b>	UNE-EN ISO 898-1

### 1.- Objeto y campo de aplicación.

Esta parte de la norma especifica las características mecánicas de los pernos, tornillo sy bulones fabricados de acero al carbono y de acero aleado cuando se ensayan a un intervalo de temperatura ambiente de 10 ° C a 35 °C.

Esta parte de la Norma es aplicable a pernos, tornillos y bulones:

- Con rosca de paso grueso M-1,6 a M39 y con rosca de paso fino M8X1 a M39X3
- Con rosca ISO triangular, según la norma ISO 68-1
- Con combinaciones diámetro/paso de acuerdo con las normas ISO 261 e ISO 262
- Con tolerancias de rosca de acurdo con las Normas ISO 965-1 e ISO 965-2
- Fabricados de acero al carbono o de acero aleado

No es aplicable a los tornillos prisiones y elementos de fijación roscados similares no sometidos a esfuerzos de tracción ( véase la Norma ISO 898-5)

No especifica requisitos para características tales como:

- Soldabilidad
- Resistencia a la corrosión
- Capacidad para resistir temperaturas por encima de +300°C(+250°C para 10.9) o por debajo de –50°C
- Resistencia a esfuerzos cortantes
- Resistencia a la fatiga

### 2- Composición química.

El sistema de designación para las clases de los pernos, tornillos y bulones se muestra en la tabla 1.

Clase de calidad	Materiales y tratamientos	Límites de la composición química ( análisis de comprobación) % (m/m)					Temperatura de revenido
		C		P	S	B	°C
		Min	Max	Max	Max	Max	Min
3.6	Acero al carbono -baja resistencia-	--	0.20				
4.6		--					
4.8							
5.6		0.13	0.55	0.05	0.06	0.003	--
5.8		--					
6.8							
8.8	Acero al carbono con aditivos( por ejemplo, B, Mn o Cr) templado y revenido	0.15	0.40	0.035	0.035	0.003	425
	Acero al carbono templado y revenido	0.25	0.55				
10.9	Acero al carbono templado y revenido	0.25	0.55	0.035	0.035	0.003	425
	Acero al carbono con aditivos( por ejemplo, B, Mn o Cr) templado y revenido	0.20					
	Acero aleado templado y revenido						
12.9	Acero aleado templado y revenido	0.28	0.50	0.035	0.035	0.003	380

### 3- Características mecánicas y físicas de los pernos, tornillos y bulones.

Cuando se ensayan por los metodos que se describen en el capítulo 8, los pernos, tornillos y bulones debener tener, a temperatura ambiente, las características mecánicas y físicas que se indican en la tabla.

Apartado	Características mecánica y física	Clase de calidad										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		10.9	12.9	
								d=<16 mm	d>16 mm			
5.1	Resistencia nominal a la tracción, Rm nominal N/mm2	300	400		500		600	800		1000	1200	
5.2	Resistencia mínima a la tracción, Rm mínima N/mm2	330	400	420	500	520	600	800	830	1040	1220	
5.3	Dureza Vickers, HV F>=98N	Mín	95	120	130	155	160	190	250	255	320	385
		Máx	220					250	320	335	380	435
5.4	Dureza Brinell, HB	Mín	90	114	124	147	152	238	242	276	304	366
		Máx	209					304	318	342	361	414
5.5	Dureza Rockwell, HR	Mín B	52	67	71	79	82	89	--	--	--	--
		Mín C	--					--	22	23	32	39
		Máx B	95					99.5				
		Máx C	--						32	34	39	44
5.7	Límite elástico inferior, ReL, N/mm2	Nom	180	240	320	300	400	480	--	--	--	--
		Min	190	240	340	300	420	480	--	--	--	--
5.8	Límite elástico convencional al 0.2% Rp0,2 N/mm2	Nom	--	--	--	--	--	--	640	640	900	1080
		Min	--	--	--	--	--	--	640	660	940	1100
5.11	Alargamiento porcentual después de La rotura, A	Min	25	22	--	20	--	--	12	12	10	8
5.14	Resistencia al impacto, KU	J Min	--	--	--	25	--	--	30	30	20	15

# **ANEXO D:**

## **Características de perfil estructural**

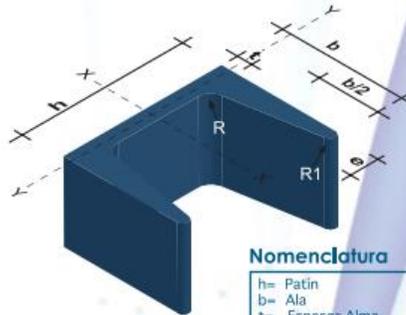
# PERFILES LAMINADOS UPN



## Especificaciones Generales

**Calidad:** ASTM A 36 / ENS 235 JR / EN10025  
 ASTM A 572 / ENS 275 JR / EN10025  
**Otras calidades:** Previa consulta  
**Largo normal:** 6,00mts y 12,00mts  
**Otros largos:** Previa consulta  
**Acabado:** Natural  
**Otro acabado:** Previa Consulta

VIGAS



### Nomenclatura

h= Patin  
 b= Ala  
 t= Espesor Ala  
 e= Espesor Ala  
 R= Radio Giro Ala  
 R1= Radio Giro Ala

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica		Punto Fluencia	
Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa	Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa
37 - 52	370 - 520	24	235

Denominación	Dimensiones						Área Sección cm <sup>2</sup>	Pesos kg/mts	Propiedades			
	h mm	b mm	t mm	e mm	R mm	R1 mm			Inercia (cm <sup>4</sup> )		Módulo Resistencia (cm <sup>3</sup> ) Sección	
								Eje X-X	Eje Y-Y	Eje X-X	Eje Y-Y	
UPN 80	80	45	6,00	8,00	8,00	4,00	1,10	8,64	106,00	19,40	26,50	6,36
UPN 100	100	50	6,00	8,50	8,50	4,50	13,50	10,60	206,00	29,30	41,20	8,49
UPN 120	120	55	7,00	9,00	9,00	4,50	17,00	13,40	364,00	43,20	60,70	11,10
UPN 140	140	60	7,00	10,00	10,00	5,00	20,40	16,00	605,00	62,70	86,40	14,80
UPN 160	160	65	7,50	10,50	10,50	5,50	24,00	18,80	905,00	85,30	116,00	18,30
UPN 180	180	70	8,00	11,00	11,00	5,50	28,00	22,00	1350,00	114,00	150,00	22,40
UPN 200	200	75	8,50	11,50	11,50	6,00	32,20	25,30	1910,00	148,00	191,00	27,00
UPN 220	220	80	9,00	12,50	12,50	6,50	37,40	29,40	2690,00	197,00	245,00	33,60
UPN 240	240	85	9,50	13,00	13,00	6,50	42,30	33,20	3600,00	248,00	300,00	39,60
UPN 260	260	90	10,00	14,00	14,00	7,00	48,30	37,90	4820,00	317,00	371,00	47,70
UPN 300	300	100	10,00	16,00	16,00	8,00	58,80	46,20	8030,00	495,00	535,00	67,80

# **ANEXO E:**

**Selección de componentes eléctricos**

**ANEXO E1. Características de Luz Piloto.**

**PILOT LIGHT AD16-22D/S (LED TYPE)**

- ITEM NO : AD16-30D/S ø30  
AD16-22D/S ø22  
AND ø25 common use
- VOLTAGE : AC/DC 6V, 12V, 24V, 36V,  
48V, 110V  
AC 220V, 380V  
DC 220V
- COLOR : RED, YELLOW, BLUE, GREEN,  
WHITE



The image shows five LED pilot lights arranged in two rows. The top row contains three lights: a green one on the left, a white one in the middle, and another white one on the right. The bottom row contains three lights: a yellow one on the left, a blue one in the middle, and a red one on the right. Each light is cylindrical with a colored lens on top and a black base. The labels 'GREEN', 'WHITE', 'YELLOW', 'BLUE', and 'RED' are placed directly below their respective lights.

ANEXO E2. Selección de Relay Térmico de Sobrecarga (Diferencial).

## Relay Térmico de Sobrecarga (Diferencial)

GTK	Diferencial	—	GTK	22	-	12...18
-----	-------------	---	-----	----	---	---------

Tipo		
Tipo	Aplicado a contactor	Rango de ajuste
22	GMC - 9, 12, 18, 22	0,1 ..22A
40	GMC - 32, 40	4 ..40A
85	GMC - 50, 65, 75, 85	7 ..85A
100	GMC - 100, 125	34 ..125A
150	GMC - 150	34 ..150A
220	GMC - 180, 220	65 ..240A
400	GMC - 300, 400	85 ..400A
600	GMC - 600, 800	200 ..800A

Tipo de montaje	
-	Montaje directo
H	Montaje separado

Rangos de ajuste (A)								
Tipo	GTK-22	GTK-40	GTK-85	GTK-100	GTK-150	GTK-220	GTK-400	GTK-600
Rangos de ajuste (A)	0,1..0,16	4..6	7..10	34..50	34..50	65..100	85..125	200..300
	0,16..0,25	5..8	9..13	39..57	39..57	85..125	100..160	260..400
	0,25..0,4	6..9	12..18	43..65	43..65	100..160	120..180	400..600
	0,4..0,63	7..10	16..22	54..80	54..80	120..180	160..240	520..800
	0,63..1	9..13	18..26	65..100	65..100	160..240	220..300	
	1..1,6	12..18	24..36	85..125	85..125		260..400	
	1,6..2,5	16..22	28..40		100..150			
	2,5..4	18..26	34..50					
	4..6	24..36	45..65					
	5..8	28..40	54..75					
	6..9		63..85					
	7..10							
	9..13							
	12..18							
	16..22							

T2

## Reles de Sobrecarga

<b>Estilo bimetalico</b> <b>Tipo GT</b>		 GT-22	<b>Rangos de ajuste (A)</b> 0.1 - 0.16 0.16 - 0.25 0.25 - 0.4 0.4 - 0.63 0.63 - 1 1 - 1.6 1.6 - 2.5 2.5 - 4	4 - 6 5 - 8 6 - 9 7 - 10 <b>9 - 13</b> 12 - 16 16 - 22	 Base para montaje separado
Clase 10A	Diferencial	<b>GTK-22</b>			
	Sin diferencial (3 - Térmico)	GTH-22/3			
	Sin diferencial (2 - Térmico)	GTH-22			
Clase 20	Diferencial	GTK-22/L			
<b>Estilo Electrónico</b> <b>Tipo GMP</b> <b>Clase 1 a 30 Ajustable</b>		 GMP22	<b>Rangos de ajuste (A)</b> 0.1 - 1.5 1 - 5 4.4 - 22	 Tipo de montaje separado	

ANEXO E3. Selección de contactores.

## Contadores

GM	Contactores Magnetico
----	-----------------------

GM

C

22

R

60Hz AC 220

4P

Tipo	
C	Bobina AC
D	Bobina DC
S	Arrancadores de Motor, Abierto
W	Gabinete arrancadore

Corriente Nominal			
9	40	100	300
12	50	125	400
18	65	150	600
22	75	180	800
32	85	220	

Aplicacion	
-	General / Estándar
R	Invertir

Gabinete Tipo Interruptores Magnético (Metal)	
-	sin Pulsador
B	Con Pulsador

Gabinete Tipo Interruptores Magnético (Molde)	
M	sin Pulsador
MB	Con Pulsador

- 3 polos
4P 4 polos

• Bajo AF

Tipo	Bobina AC		Bobina DC
	AC 60Hz	AC 50Hz	DC
GMC(D) - 9 ~ 85	24V	24V	12V
	48V	42V	24V
	110V	48V	48V
	120V	100V	100V
	208V	110V	110V
	220V	220V	125V
	240V	240V	200V
	277V	380V	220V
	380V	400V	250V
	440V	415V	20V
	480V	440V	60V
	600V	500V	80V
-	550V	-	

• Alto AF

Tipo	Voltaje Nominal	Bobina comun AC/DC	
		AC 50Hz/60Hz	DC
GMC -100 -400	24V <i>Nota</i> )	24~25V	24V
	48V <i>Nota</i> )	48~50V	48V
	100~200V	100~240V	100~220V
	300V	265~347V	-
	400V	380~450V	-
	500V	440~575V	-
GMC -600 -800	100V	100~127V	100~110V
	200V	200~240V	200~220V
	300V	265~347V	-
	400V	280~450V	-
	500V	440~575V	-

Nota: Disponible solo en GMC100-200

T1

Nota: Bobina AC para uso comun en 50/60Hz esto tambien disponible

tamaño		9A	12A	18A	22A				
<b>Contactor de 3 Polos</b>									
		Tipos		Tipos					
Bobina AC		GMC-9		GMC-12		GMC-18		GMC-22	
Bobina DC		GMD-9		GMD-12		GMD-18		GMD-22	
<b>Rangos / IEC 60947-4</b>		kW A		kW A		kW A		kW A	
AC1		<b>25</b>		<b>25</b>		<b>40</b>		<b>40</b>	
AC3		200/240V		3.5 11		4.5 18		5.5 22	
		<b>380/440V</b>		<b>4 9</b>		<b>7.5 18</b>		<b>11 22</b>	
		500/550V		4 7		7.5 13		15 22	
		690V		4 5		7.5 9		15 18	
<b>Rangos / UL508</b>		hp A		hp A		hp A		hp A	
Corriente continua		20		25		30		32	
Monofásico		115V		0.5		1		2	
		230V		1		3		3	
Trifásico		200V		2		5		7	
		230V		2		5		7.5	
		<b>460V</b>		<b>5 7.5</b>		<b>10</b>		<b>10</b>	
		575V		7.5		15		15	
Tamaño NEMA		00		00		0		0	
<b>Adicional contactos auxiliares</b>		 2 polos Montaje Frontal		 4 polos Montaje Frontal		 2 polos Montaje Lateral			

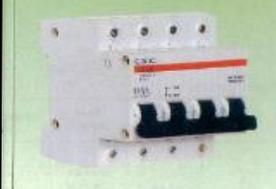
ANEXO E4. Selección de interruptor.



CE APPROVAL

# C45 SERIES

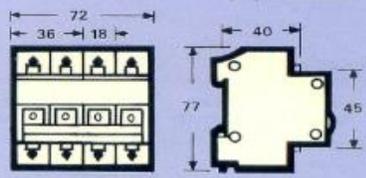
C-45 SERIES				
SPECIFICATION				
NUMBER OF POLES	1P	2P	3P	4P
PHOTO				
AMPERE RATING AT AMBIENT TEMPERATURE 40°C	6A, 10A, 16A 20A, 25A, 32A 40A, 50A, 63A	6A, 10A, 16A 20A, 25A, 32A 40A, 50A, 63A	6A, 10A, 16A 20A, 25A, 32A 40A, 50A, 63A	6A, 10A, 16A 20A, 25A, 32A 40A, 50A, 63A
RATED VOLTAGE	240V	415V	415V	415V
INTERRUPTING CAPACITY	6A TO 40A 50A TO 63A	6KA (240V) 4KA (240V)	6KA (415V) 4KA (415V)	6KA (415V) 4KA (415V)

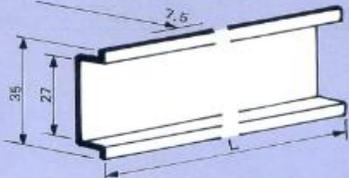
**APPLICATION SCOPE:**  
C45 used in 50 Hz 240/415V, division capacity accords with BS3871 and IEC 898 standard, used in protecting the short circuit and overload of the circuit, especially suitable for lighting distribution system in industry and commerce. They are the best alternative for the renewal of products.

**PRODUCT GUIDE RAIL INSTALLATION DIMENSIONS.**

(mm) Measurements



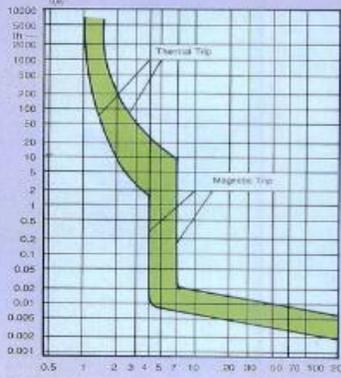
(mm) Size of fixing DIN rail



Terminals for cable 25mm<sup>2</sup> maximum

**ACTION CHARACTERISTIC CURVE**  
BS Standard:

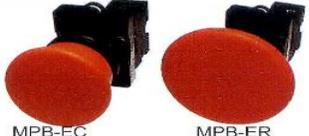


ANEXO E5. Características de Pulsadores, pulsador de enganche (paro de emergencia).

**GENERAL CHARACTERISTICS**

- CONFORMITY TO STANDARDS : IEC / EN60947-5-1
- NOMINAL THERMAL CURRENT : 10A
- NOMINAL INSULATION VOLTAGE : 600V
- AC-15 INDUCTIVE LOAD : 3A 240V AC
- DC-13 INDUCTIVE LOAD : 0.27A 250V DC
- AMBIENT TEMPERATURE : -25 °C ~ +70 °C
- MECHANICAL LIFE : 1 MILLION OPERATIONS (LATCHING MUSHROOM HEAD PUSH BUTTONS : 300,000 OPERATIONS)



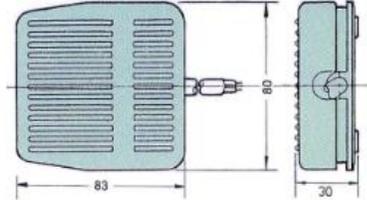
 <b>CONTROL UNIT E SERIES</b>		
PICTURE	ITEM NO. & DESCRIPTION	COLOR
 <p>FPB-EA FLAT PUSH BUTTON</p>	ITEM NO. : FPB-EA1 CONTACT CONFIGURATION : 1 N/O	<ul style="list-style-type: none"> <li>● BLACK</li> <li>● GREEN</li> <li>● YELLOW</li> <li>● BLUE</li> </ul>
	ITEM NO. : FPB-EA2 CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	● RED
 <p>EPB-EL EXTENDED PUSH BUTTON</p>	ITEM NO. : EPB-EL1 CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	<ul style="list-style-type: none"> <li>● BLACK</li> <li>● GREEN</li> <li>● YELLOW</li> <li>● BLUE</li> </ul>
	ITEM NO. : EPB-EL2 CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	● RED
 <p>MPB-EC <math>\varnothing</math>40mm      MPB-ER <math>\varnothing</math>60mm MUSHROOM HEAD PUSH BUTTON SPRING RETURN</p>	ITEM NO. : MPB-EC1 $\varnothing$ 40mm ITEM NO. : MPB-ER1 $\varnothing$ 60mm CONTACT CONFIGURATION : 1 N/O	<ul style="list-style-type: none"> <li>● BLACK</li> <li>● GREEN</li> <li>● YELLOW</li> <li>● BLUE</li> </ul>
	ITEM NO. : MPB-EC2 $\varnothing$ 40mm ITEM NO. : MPB-ER2 $\varnothing$ 60mm CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	● RED
 <p><math>\varnothing</math>30mm <math>\varnothing</math>40mm      <math>\varnothing</math>60mm LMB-ES MUSHROOM HEAD PUSH BUTTON LATCHING TURN TO RETURN</p>	ITEM NO. : LMB-ES4 $\varnothing$ 30mm ITEM NO. : LMB-ES5 $\varnothing$ 40mm ITEM NO. : LMB-ES6 $\varnothing$ 60mm CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	● RED
 <p><math>\varnothing</math>40mm LMB-ET5 MUSHROOM HEAD PUSH BUTTON PUSH PULL SYAY PUT</p>	ITEM NO. : LMB-ET5 $\varnothing$ 40mm CONTACT CONFIGURATION : 1 N/C	● RED

ANEXO E6. Características de Pulsador de pie.

**CAMSCO**

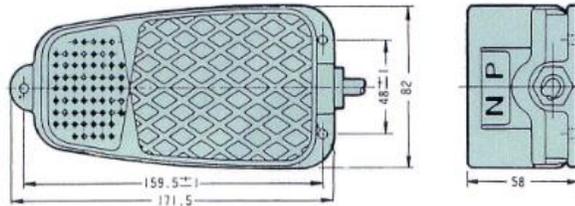
**FOOT SWITCH**

**FS-2**

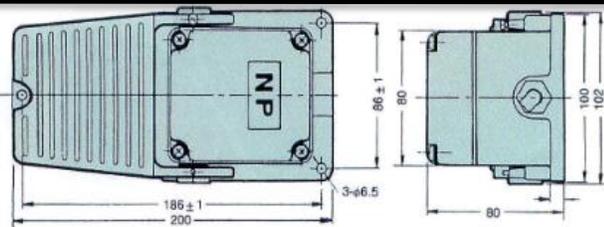


unit: mm

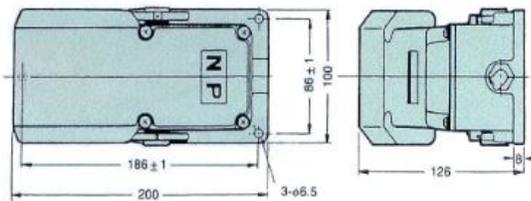
**FS-3**



**FS-4**



**FS-5**



TYPE	RATING	CONTACTOR	CORD SPEC.	ENCLOSURE MATERIAL	WEIGHT
FS-2	AC250V 10A	1A 1B	PVC 0.55mm <sup>2</sup> • 3C • 1M	POLY-CARBONATE	240g
FS-3	AC250V 10A	1A 1B	PVC 0.75mm <sup>2</sup> • 3C • 1M	ALUMINUM	470g
FS-4	AC250V 15A	1A 1B	PVC 0.75mm <sup>2</sup> • 3C	ALUMINUM	820g
FS-5	AC250V 15A	1A 1B	PVC 0.75mm <sup>2</sup> • 3C	ALUMINUM	1000g

## ANEXO E7. Características de Micro Switch.

# MICRO /LIMIT SWITCH

MICRO SWITCH



### ■ Ratings

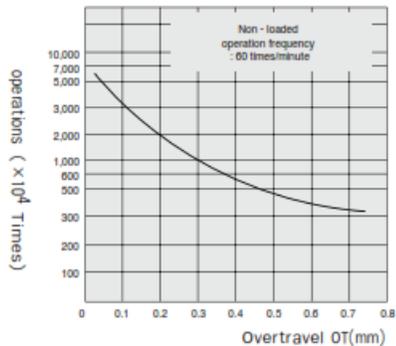
Voltage (V)	Non-Inductive load(A)		Inductive load(A)			
	Resistive load		Inductive load		Motor load	
	NC	NO	NC	NO	NC	NO
AC 125	15		10	3	1.5	
AC 250	10		6	2	1	
AC 600	3		2	1.5	0.75	
DC 8	15		10			-
DC 14	15		10			-
DC 30	6		5			-
DC 125	0.4		0.05			-
DC 250	0.2		0.03			-

### ■ Specification

Operation speed		0.01~1m/s
Switching frequency	Mechanical	240 times / minute
	Electrical	20 times / minute
Insulation resistance		100 MΩ Min. (at DC 500V)
Contact resistance		20 mΩ Max. (Initial value), 100 mΩ Max. (Test value)
Vibration		10~55Hz, Double amplitude 1.5 mm
Shock	Durability	1,000% Min. (100G Min.)
	Malfunction	300% Min. (30G Min.)
Dielectric strength	Current-carrying	AC 1,000V 1 minute (50~60Hz)
	noncurrent-carrying	AC 2,000V 1 minute (50~60Hz)
Life	Mechanical	1 million operations Min.
	Electrical	500,000 operations Min.
Weight		31.5~59.5g

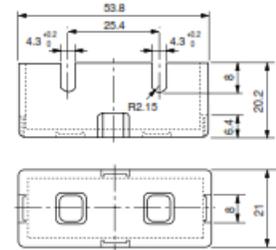
### ■ Life Curve

#### ● Mechanical life curve

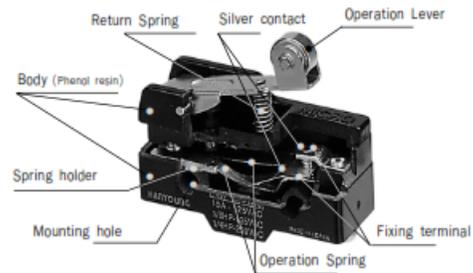


### ■ Terminal cover

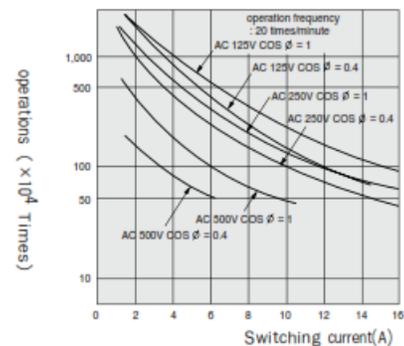
MS-10



### ■ Construction



#### ● Electrical life curve

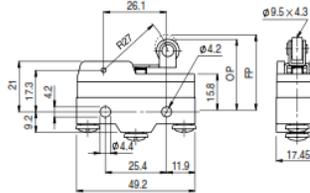


# MICRO /LIMIT SWITCH



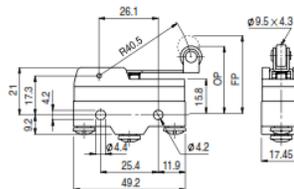
## MICRO SWITCH

Short roller lever   
HY-R704A (Z4G1L07B)



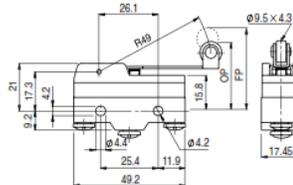
OF Max.	160g
RF Min.	40g
PT Max.	2.7mm
OT Min.	2.4mm
MD Max.	0.5mm
FP Max.	32mm
OP	30.2±0.4mm

Middle roller lever   
HY-R704B



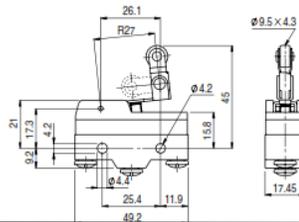
OF Max.	120g
RF Min.	56g
PT Max.	5.5mm
OT Min.	4mm
MD Max.	0.7mm
FP Max.	35mm
OP	30.5±0.4mm

Long roller lever   
HY-R704C (Z4G1L03B)



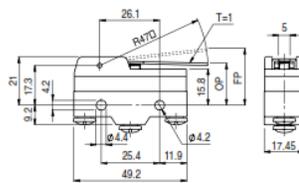
OF Max.	86g
RF Min.	22g
PT Max.	7.1mm
OT Min.	4mm
MD Max.	0.9mm
FP Max.	36mm
OP	30.2±0.8mm

Double roller lever  
HY-R704-2W



OF Max.	160g
RF Min.	40g
PT Max.	2.7mm
OT Min.	2.4mm
MD Max.	0.5mm
FP Max.	45mm
OP	43.2±0.4mm

Short lever   
HY-L707A



OF Max.	95g
RF Min.	25g
PT Max.	6mm
OT Min.	4mm
MD Max.	2mm
FP Max.	24.8mm
OP	18.4±0.8mm

MICRO /LIMIT SWITCH

18

## ANEXO E8. Características del cable flexible y trifásico.

### Cable flexible:

14

### CABLES DE COBRE AISLADO FLEXIBLE TIPO TW (MTW) 600V



**DESCRIPCIÓN** Conductor de cobre electrolítico suave aislado con PVC 60°C

**APLICACIÓN** Circuitos de control en tableros eléctricos para edificaciones industriales, comerciales y residenciales. En el alambrado interior de máquinas herramientas, aparatos eléctricos y electrodomésticos, tal como se especifica en el Código Eléctrico Nacional. En lugares secos y húmedos con temperatura de operación 60°C y Tension de servicio 600 V

**EMBALAJE** Rollos 100 metros

**AISLAMIENTO** PVC 60°

**SEGMENTO** Flexibles

**COLOR**  Calibres 18 al 10  
Calibres 8

**NORMA** ASTM B-3, B-174, UL 62, UL 1063, NTE 2305, NTE 2345

**CERTIFICACIONES**



### Cables de Cobre Aislado Flexible Tipo TW (MTW) 600V

Código Producto	Calibre (AWG o Kcmil)	Formación (# Alambres)	Espesor Aislación PVC (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Peso Aprox. (kg/km)	Amperaje (A)	EMBALAJE	TRAMOS (m)
07-0003	18	16 x 0.254	0,76	2,69	13,8	-	Rollo	100
07-0004	16	26 x 0.254	0,76	3,01	19,5	-	Rollo	100
07-0005	14	41 x 0.254	0,76	3,39	27,7	20	Rollo	100
07-0006	12	41 x 0.320	0,76	3,88	40,4	25	Rollo	100
07-0007	10	65 x 0.320	0,76	4,49	59,9	30	Rollo	100
07-0008	8	7 x (15 x 0.320)	1,14	6,56	106,8	40	Rollo	100

Amperaje Calculado bajo las siguientes condiciones: Para no mas de 3 conductores portadores de corriente en ducto, cable o tierra (directamente enterrados) y temperatura ambiente de 30°C. Referencia: Tabla 310-16 Código Eléctrico (NEC)

**RESISTENCIA DEL AISLAMIENTO**

  
HUMEDAD

  
RETARDANTE

  
SOL

  
OZONO

  
DOBLECES



[www.incable.com.ec](http://www.incable.com.ec)

## Cable Trifásico:

17

### CABLES DE COBRE AISLADO CONCENTRICO TIPO ST-I 600V



DESCRIPCIÓN	Conductor de cobre electrolítico suave, venas aisladas con PE 75°C y chaqueta PVC 60°C
APLICACIÓN	Se usa como cordón de servicio liviano para uso común en equipos electrodomésticos, instalaciones y conexiones de equipos portátiles. Puede ser usado en lugares secos o húmedos con temperatura de operación 75°C y Tensión de Voltaje 600 V
EMBALAJE	Rollos o Carretes
AISLAMIENTO	PE 75°C, PVC 60°C
SEGMENTO	Flexibles
COLOR	■
NORMA	ASTM B-3, B-174, NTC 5521

#### CERTIFICACIONES



#### Cables de Cobre Aislado Concéntricos Tipo ST-I 600V

Código Producto	Calibre (AWG o Kcmil)	Espesor Aislación PE (mm)	Espesor Chaqueta PVC (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Peso Aprox. (kg/km)	Amperaje (A)	EMBALAJE	TRAMOS (m)
Calibre 18								
44-3001	2 X 18	0,68	0,80	6,70	58,1	10	BB 1,00	7.200
44-3002	3 x 18	0,68	0,80	7,07	67,5	10	BB 1,00	6.400
44-3003	4 X 18	0,68	0,80	7,73	80,9	10	BB 1,00	5.400
Calibre 16								
44-3004	2 X 16	0,68	0,80	7,32	74,6	13	BB 1,00	6.000
44-3005	3 X 16	0,68	0,80	7,78	89,2	13	BB 1,00	5.300
44-3006	4 X 16	0,68	0,80	8,52	108,2	13	BB 1,00	4.400
Calibre 14								
44-3007	2 X 14	0,79	0,80	8,50	104,5	18	BB 1,00	4.500
44-3008	3 X 14	0,79	0,80	9,02	126,0	18	BB 1,00	4.000
44-3009	4 X 14	0,79	0,80	9,95	154,9	18	BB 1,00	3.200
Calibre 12								
44-3010	2 X 12	0,79	0,80	9,46	140,2	25	BB 1,00	3.500
44-3011	3 X 12	0,79	0,80	10,05	172,2	25	BB 1,00	3.200
44-3012	4 X 12	0,79	1,19	11,85	232,6	25	BB 1,20	3.900
Calibre 10								
44-3013	2 x 10	0,79	1,19	11,52	215,8	30	BB 1,00	1.000
44-3014	3 X 10	0,79	1,19	12,25	267,7	30	BB 1,00	2.100
44-3015	4 X 10	0,79	1,19	13,44	330,6	30	BB 1,20	3.000
Calibre 8								
44-3016	2 X 8	1,06	1,58	14,96	356,9	40	BB 1,00	1.400
44-3017	3 X 8	1,06	1,58	15,90	440,9	40	BB 1,00	1.200
44-3018	4 X 8	1,06	1,58	17,44	543,4	40	BB 1,20	1.800
Calibre 6								
44-3019	2 X 6	1,19	2,09	18,48	552,9	55	BB 1,00	900
44-3020	3 X 6	1,19	2,09	19,62	684,3	55	BB 1,00	800
44-3021	4 X 6	1,19	2,09	21,42	840,5	55	BB 1,20	1.200
Calibre 4								
44-3024	2 X 4	1,19	2,09	21,56	787,8	70	BB 1,00	800
44-3025	3 X 4	1,19	2,09	22,95	986,5	70	BB 1,00	600
44-3022	4 X 4	1,19	2,09	25,21	1.224,6	70	BB 1,20	850
Calibre 2								
44-3026	2 X 2	1,19	2,41	24,72	1.131,1	95	BB 1,00	500
44-3027	3 X 2	1,19	2,41	26,31	1.440,0	95	BB 1,20	750
44-3023	4 X 2	1,19	2,48	29,04	1.809,5	95	BB 1,20	650

Amperaje Calculado bajo las siguientes condiciones: Para no mas de 2 conductores portadores de corriente, 60°C temperatura del conductor y temperatura ambiente de 30°C. Referencia: Se aplica como temperatura límite 60°C Según NTC 2050, numeral 110-14C

#### RESISTENCIA DEL AISLAMIENTO



# **ANEXO F:**

**Tablas de salarios mínimos sectoriales 2016, comisión  
sectorial N°8 “Metalmecánica”:**

ANEXO 1: ESTRUCTURAS OCUPACIONALES Y PORCENTAJES DE INCREMENTO PARA LA REMUNERACIÓN MÍNIMA SECTORIAL  
COMISIÓN SECTORIAL No. 8 "METALMECÁNICA"

RAMAS DE ACTIVIDAD ECONÓMICA:

- 1.- INDUSTRIAS BÁSICAS DEL HIERRO, ACERO Y METALES NO FERROSOS
- 2.- FABRICACIÓN DE MUEBLES Y ACCESORIOS METÁLICOS
- 3.- FABRICACIÓN DE OTROS PRODUCTOS METÁLICOS (ENVASES, RECIPIENTES, UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO, PRODUCTOS DE TORNILLERÍA, CLAVOS,
- 4.- TUERCAS ARTÍCULOS DE ALAMBRE), EXCEPTO MAQUINARIA Y EQUIPOS
- 5.- FABRICACIÓN DE PRODUCTOS METÁLICOS ESTRUCTURALES

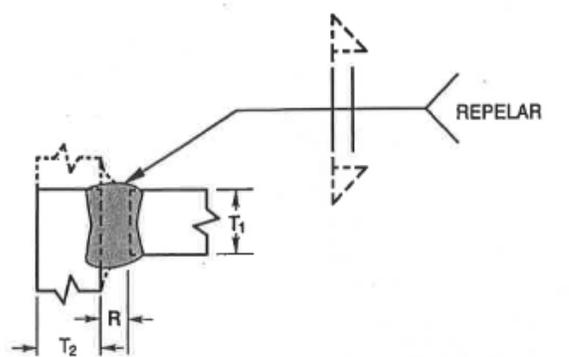
CARGO / ACTIVIDAD	ESTRUCTURA OCUPACIONAL	COMENTARIOS / DETALLES DEL CARGO O ACTIVIDAD	CÓDIGO IEES	SALARIO MÍNIMO SECTORIAL 2016
JEFE DE PRIMER NIVEL DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B1	INCLUYE: JEFE DE MANTENIMIENTO, JEFE DE DISTRIBUCIÓN Y LOGÍSTICA, JEFE DE CONTROL DE CALIDAD, JEFE DE RECURSOS HUMANOS, JEFE DE PRODUCCIÓN, JEFE DE BODEGA, JEFE DE PLANTA, JEFE DE PROYECTO, JEFE DE VENTAS, JEFE DE COMPRAS	08100000000001	380,71
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	INCLUYE: JEFE DE SECCIÓN, JEFE DE INSTALACION, JEFE DE TALLER, JEFE DE ENDEZADORA, JEFE DE MAESTRANZA, JEFE DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS, JEFE DE MATRICEROS INCLUYE RODILLOS Y CAJAS DE LAMINACIÓN, JEFE DE TALLERES DE REPETIDORES, JEFE DE MANTENIMIENTO MECÁNICO Y ELÉCTRICO	0804289300002	380,60
ANALISTA/ESPECIALISTA/ INSPECTOR/SUPERVISOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B3	INCLUYE: SUPERVISOR DE PRODUCCIÓN, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO MECÁNICO, SUPERVISOR DE MANTENIMIENTO ELÉCTRICO, SUPERVISOR DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS, SUPERVISOR DE PATIOS Y MOVIMIENTO, SUPERVISOR DE ENDEZADORA, SUPERVISOR DE BODEGA, SUPERVISOR DE ABASTECIMIENTO DE MATERIA PRIMA, INSPECTOR DE CONTROL DE CALIDAD, INSPECTOR DE PALANQUILLA, INSPECTOR MANTENIMIENTO ELÉCTRICO PREVENTIVO, INSPECTOR MANTENIMIENTO MECANICO PREVENTIVO	083000000000003	380,45
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C1	INCLUYE: OPERADOR OXICORTE DIGITAL, OPERADOR BAROLADORA DIGITAL, ELECTROMECÁNICO, ELECTRÓNICO, OPERADOR DE CORTE DE HILO, OPERADOR DE MÁQUINAS DE ELECTROEROSIÓN, PREPARADOR DE COLORES, OPERADOR DE SECCIÓN, TORNERO, SOLDADOR ESPECIALIZADO, ELECTRICISTA ESPECIALIZADO, MECANICO ESPECIALIZADO, OPERADOR SENIOR	082000000000006	380,35
OPERADOR GENERAL DE MAQUINARIA/EQUIPO DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C2	INCLUYE: OPERADOR JUNIOR, CERRAJERO	082000000000005	380,09
ESMALTADOR Y ENLOZADOR DE UTENSILLOS DE USO DOMESTICO	C3		0804289900106	380,09
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	D2	INCLUYE: AYUDANTES EN GENERAL	082000000000009	377,75
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA SIN EXPERIENCIA	E2	INCLUYE: AYUDANTES SIN EXPERIENCIA PREVIA	082000000000010	375,37

# **ANEXO G:**

**Diseño de juntas soldadas:**

**ANEXO G1: Detalles de juntas soldadas según AWS D1.1/D1.1M:2010.**

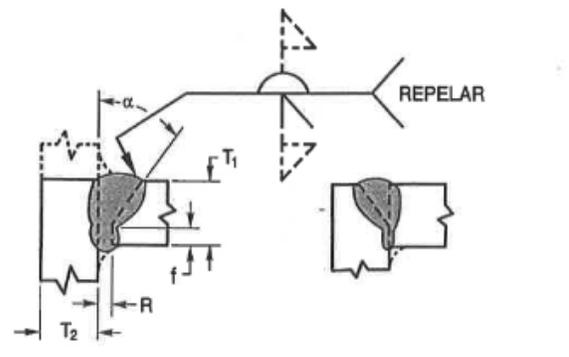
Soldadura de canal cuadrada (1)  
Junta-T (T)  
Junta de esquina (C)



DIMENSIONES EN mm

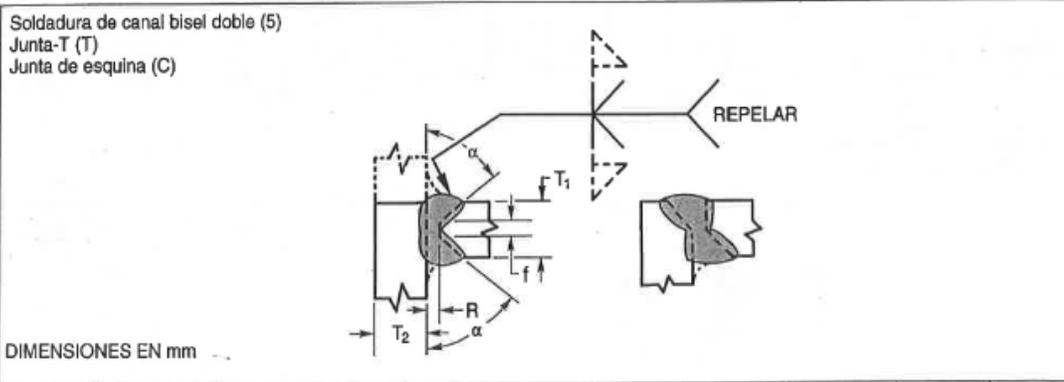
Proceso de Soldadura	Designación de Junta	Espesor de Base de Metal (U = ilimitado)		Preparación de Canal			Posiciones de Soldar Permisibles	Gas de Protección para FCAW	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Abertura de Raíz	Tolerancias				
					Como Detallado (ver 3.13.1)	Como Ajustado (ver 3.13.1)			
SMAW	TC-L1b	6 max.	U	$R = \frac{T_1}{2}$	+2, -0	+2, -3	Todas	—	d, e, g
GMAW FCAW	TC-L1-GF	10 max.	U	R = 0 a 3	+2, -0	+2, -3	Todas	No requerido	a, d, g
SAW	TC-L1-S	10 max.	U	R = 0	±0	+2, -0	F	—	d, g

Soldadura de canal bisel individual (4)  
Junta-T (T)  
Junta de esquina (C)



DIMENSIONES EN mm

Proceso de Soldadura	Designación de Junta	Espesor de Base de Metal (U = ilimitado) --		Preparación de Canal			Posiciones de Soldar Permisibles	Gas de Protección para FCAW	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Abertura de Raíz Cara de Raíz Ángulo de Canal	Tolerancias				
					Como Detallado (ver 3.13.1)	Como Ajustado (ver 3.13.1)			
SMAW	TC-U4b	U	U	R = 0 a 3 f = 0 a 3	+2, -0 +2, -0	+2, -3 No limitado	Todas	—	d, e, g, j, k
GMAW FCAW	TC-U4b-GF	U	U	$\alpha = 45^\circ$	+10°, -0°	10°, -5°	Todas	No requerido	a, d, g, j, k
SAW	TC-U4b-S	U	U	R = 0 f = 6 max. $\alpha = 60^\circ$	±0 +0, -3 +10°, -0°	+6, -0 ±2 10°, -5°	F	—	d, g, j, k



Proceso de Soldadura	Designación de Junta	Espesor de Base de Metal (U = ilimitado)		Preparación de Canal			Posiciones de Soldar Permisibles	Gas de Protección para FCAW	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Abertura de Raíz Cara de Raíz Ángulo de Canal	Tolerancias				
					Como Detallado (ver 3.13.1)	Como Ajustado (ver 3.13.1)			
SMAW	TC-U5b	U	U	R = 0 a 3 f = 0 a 3 α = 45°	+2, -0 +2, -0 +10°, -0°	+2, -3 No limitado +10°, -5°	Todas	—	d, e, g, h, j, k
GMAW FCAW	TC-U5-GF	U	U				Todas	No requerido	a, d, g, h, j, k
SAW	TC-U5-S	U	U	R = 0 f = 6 max. α = 60°	±0 +0, -5 +10°, -0°	+2, -0 ±2 +10°, -5°	F	—	d, g, h, j, k

ANEXO G2: Características del alambre MIG/MAG AWS ER 70S-6

**ALAMBRE MIG PARA ACERO DE BAJO CARBONO**

**ER 70 S - 6**

<b>Norma:</b>	AWS	ER 70 S - 6
---------------	-----	-------------

**Análisis del Metal Depositado:**

C	0.1%	Si	0.90%	Mn	1.50%
---	------	----	-------	----	-------

**Descripción:**

Alambre continuo cobrizado de acero micro-aleado en presentación capa a capa.

**Proceso:**

MIG/MAG (G.M.A.W.)	GAS DE PROTECCION	
	CO <sub>2</sub>	AGA MIX 20

RESISTENCIA A LA TRACCION	ELONGACION
58 - 63 kg./mm <sup>2</sup> (80.000 psi)	Lo = 5d 27.3%

**Aplicación:**

Para soldar acero dulce en toda posición, mediante proceso MIG/MAG usando anhídrido carbónico (CO<sub>2</sub>) o mezcla AGAMIX 20. Utilización en estructuras en general, maquinarias, bastidores de autos, puentes, muelles, torres, etc.

**DATOS PARA SOLDAR:**

PROCESO MAG (GMAW)	Ø		AMPERAJE	VOLT.	FLUJO GAS lt/min	VELOCIDAD ALIMEN. ALAM cmt/min.
	mm.	Pulg.				
CORTO CIRCUITO	0.8	0.030	90-110	15-21	8-15	500-860
	0.9	0.035	90-110	16-22		400-760
	1.0	0.040	100-120	17-22		310-630
	1.2	0.045	100-130	17-22		250-560
SPRAY	0.8	0.030	140-280	24-28	10-20	990-1700
	0.9	0.035	165-300	24-28		910-1320
	1.0	0.040	80-410	24-30		700-1200
	1.2	0.045	200-450	24-30		530- 990

Estos son datos para equipos convencionales. Para otro tipo de equipos consultar a Escuelas de Soldadura de AGA.

Corto circuito se utiliza normal por materiales de espesor menor a 4.0 mm. y para soldadura de raíz y en posiciones difíciles. Para soldaduras en posición vertical y sobrecabeza, reducir el amperaje un 10 a 15%

**NOTA:** Las mejores condiciones para cada aplicación deben determinarse mediante pruebas al momento de soldar.

**IMPORTANTE:** Protéjase de la humedad.

**PESO POR ROLLO:** 20 kg/44 lbs.

# **ANEXO H:**

## **Proceso de construcción**

## ANEXO H1: Construcción de la central hidráulica.

### 1. Adquisición de elementos hidráulicos

- Bomba hidráulica de engranajes 23 MPa Cassapa



- Válvula reguladora de presión



- Válvula direccional 220 V Lenergie



- Manifold válvula direccional



- Motor eléctrico ABB 3 HP 1735 rpm



- Matrimonio motor-bomba



- Manómetro 5-3500 Psi



- Acoples: tee, neplos, etc



- Mangueras hidráulicas armadas  $\frac{1}{2}$ " y  $\frac{5}{8}$ " , manguera hidráulica  $\frac{3}{4}$ "



- Filtro



- Actuador hidráulico



## 2. Adquisición de componentes del depósito hidráulico

- Planchas de acero A36 4 mm



- Planchas de acero A36 10 mm



- Acoples: neplos, tee, unión, tapones galvanizados para conductos no sometidos a presión



### 3. Construcción del tanque hidráulico

- a. Corte de las planchas de acero 4 mm, paredes, piso, tapa y placa de separación



- b. Elaboración de placa de separación zona de retorno y aspiración



- c. Elaboración de agujeros para conductos de absorción, retorno, llenado en la tapa y agujero de drenaje en una de las paredes del tanque.



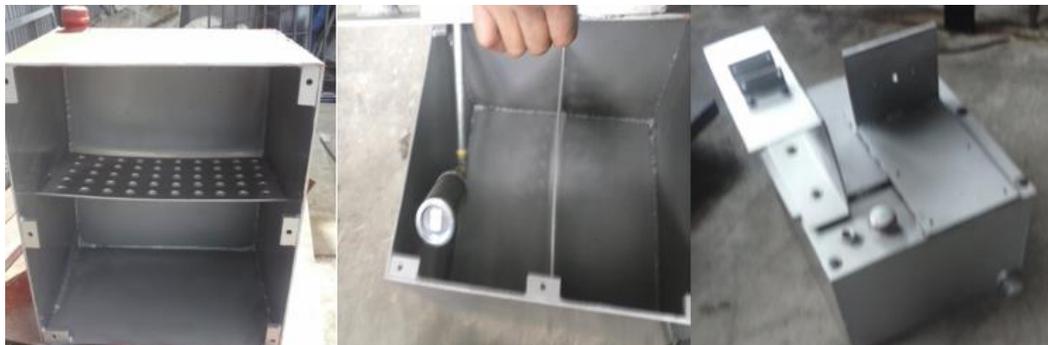
- d. Ensamble del tanque



e. Ensamble de la tapa



f. Pintado del tanque hidráulico



g. Ensamble de la central hidráulica



## ANEXO H2: Construcción de la estructura.

### 1. Adquisición de materiales

Perfiles UPN 120



### 2. Construcción.

a. Soldadura de los perfiles formando los marcos de la estructura



- b. Elaboración de los soportes para actuador y soldadura de los mismos a la estructura



- c. Elaboración agujeros para pernos que unirá la estructura con el soporte, soldadura de la placa soporte para la caja eléctrica, placa soporte del actuador hidráulico y perfiles en la base



- d. Pintado y terminado de la estructura.



**ANEXO H3: Construcción del mecanismo.**

1. Obtención de materiales:



2. Maquinado de elementos: placas de sujeción, placa base, portamatrices, Placas para soporte:



3. Rectificado de superficies: portamatrices, placa base



4. Ensamble de portamatrices



5. Fabricación de ejes para matriz guía



## 6. Ensamble del soporte



## 7. Fabricación del eje para actuador



## ANEXO H4: Ensamble del sistema eléctrico.

### 1. Adquisición de elementos eléctricos

Entre los que tenemos: contactores, pulsadores NA y NC, luces piloto, pulsador de pie, Breaker, relé térmico, enchufe trifásico, cable, caja de distribución eléctrica



### 2. Ensamble



**ANEXO H5: Elaboración de matrices.**

1. Obtención de materiales para la fabricación de matrices:



2. Maquinado de los elementos:



3. Agujeros para matrices guía



**ANEXO H6: Ensamble final.**

1. Ensamble de la estructura, central hidráulica, actuador hidráulico



2. Ensamble estructura-soporte, portamatrices.

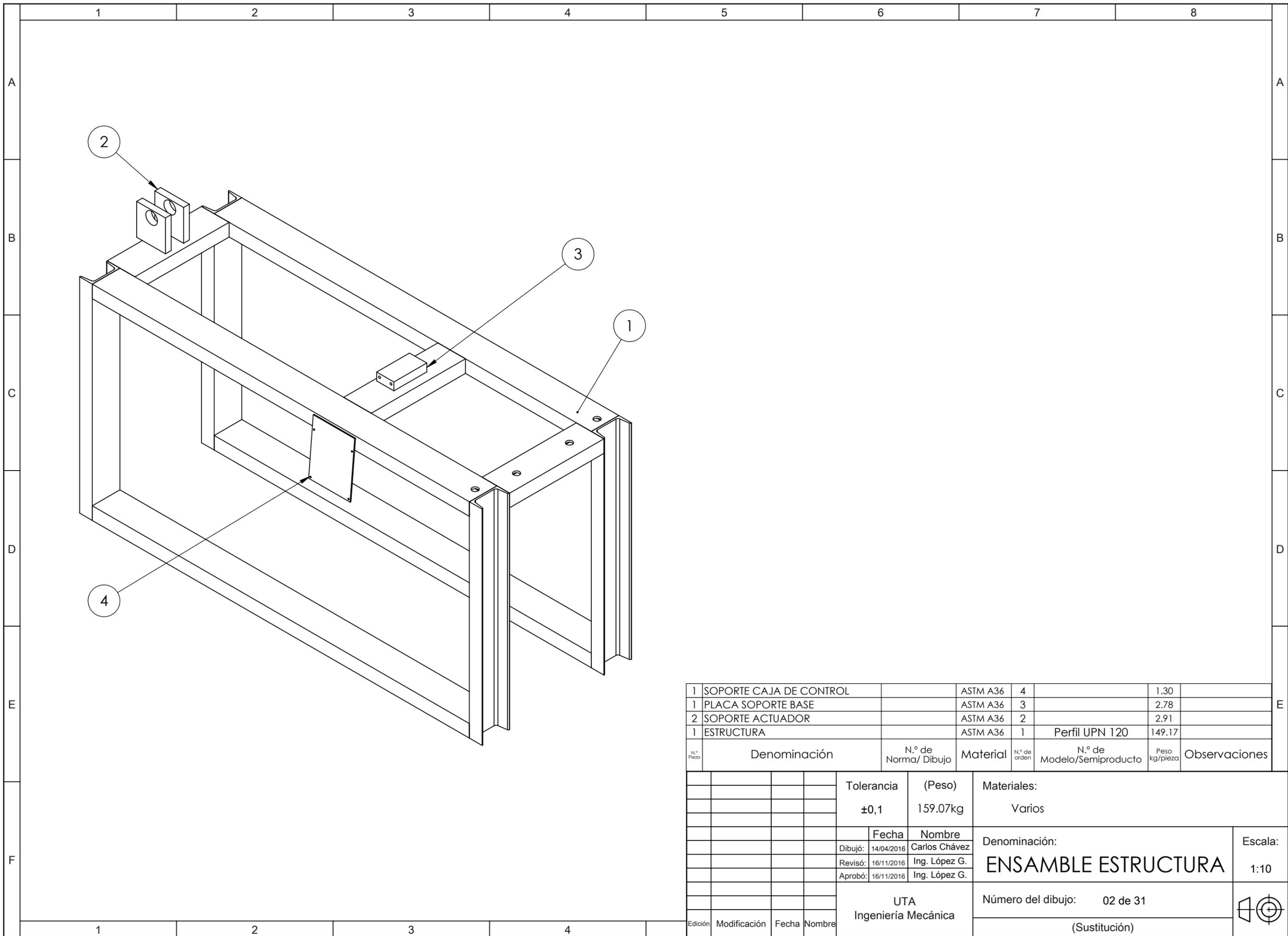


3. Ensamble sistema eléctrico



# PLANOS





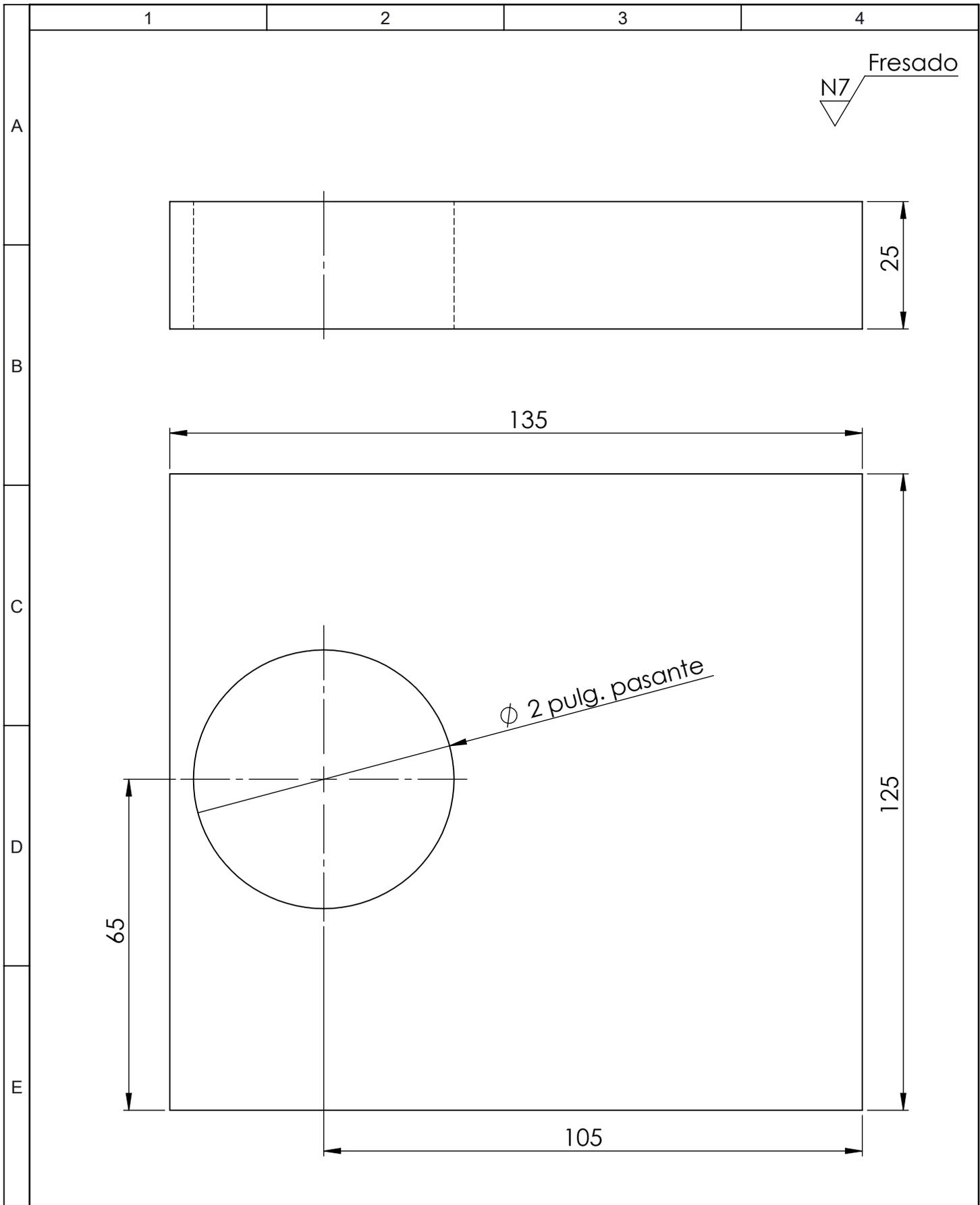
N.º Pieza	Denominación	N.º de Norma/ Dibujo	Material	N.º de orden	N.º de Modelo/Semiproducto	Peso kg/pieza	Observaciones
1	SOPORTE CAJA DE CONTROL		ASTM A36	4		1.30	
1	PLACA SOPORTE BASE		ASTM A36	3		2.78	
2	SOPORTE ACTUADOR		ASTM A36	2		2.91	
1	ESTRUCTURA		ASTM A36	1	Perfil UPN 120	149.17	

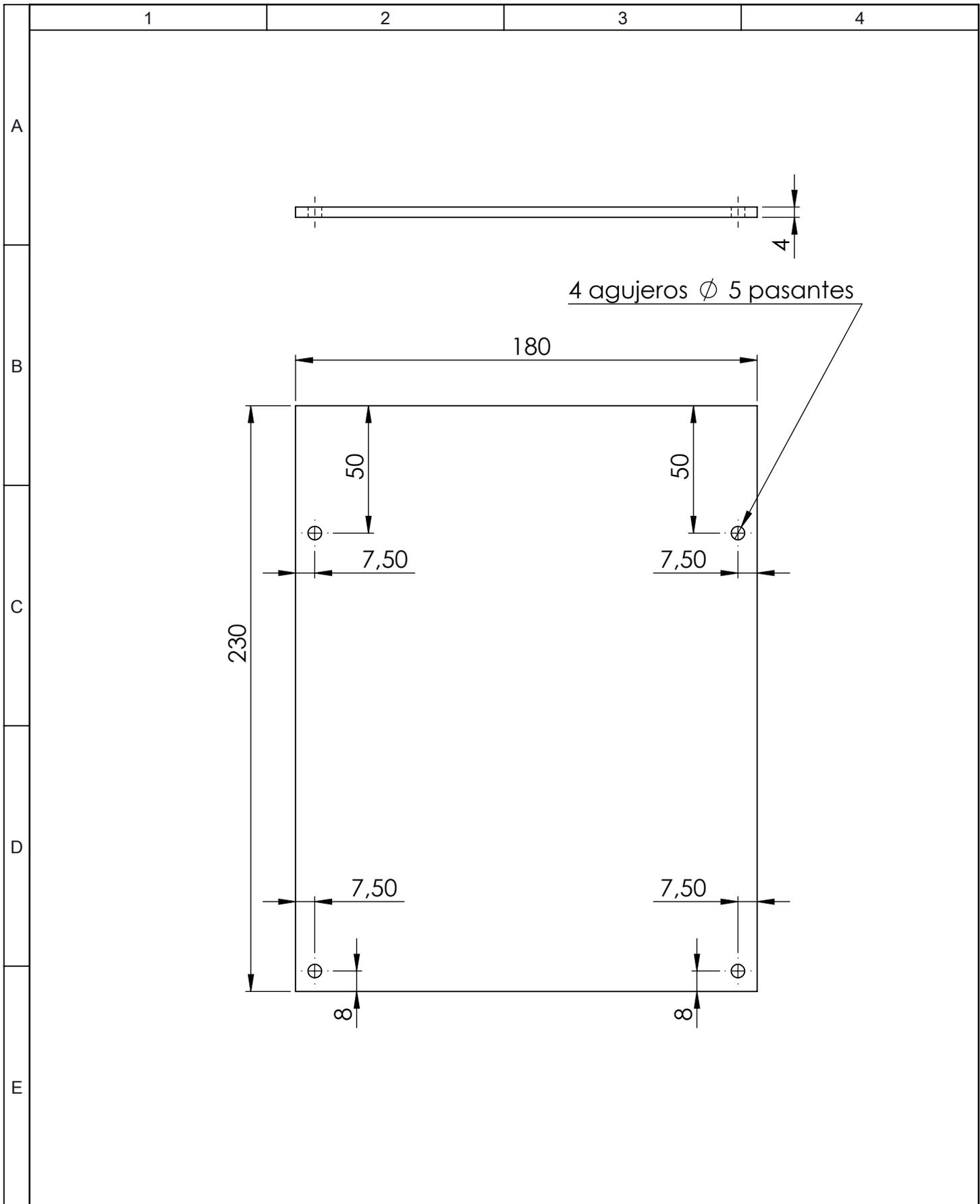
Tolerancia		(Peso)	Materiales:	
±0,1		159.07kg	Varios	
Fecha		Nombre	Denominación:	
Dibujó:	14/04/2016	Carlos Chávez	ENSAMBLE ESTRUCTURA	
Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:	
Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:10	
UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo:	02 de 31
			(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	



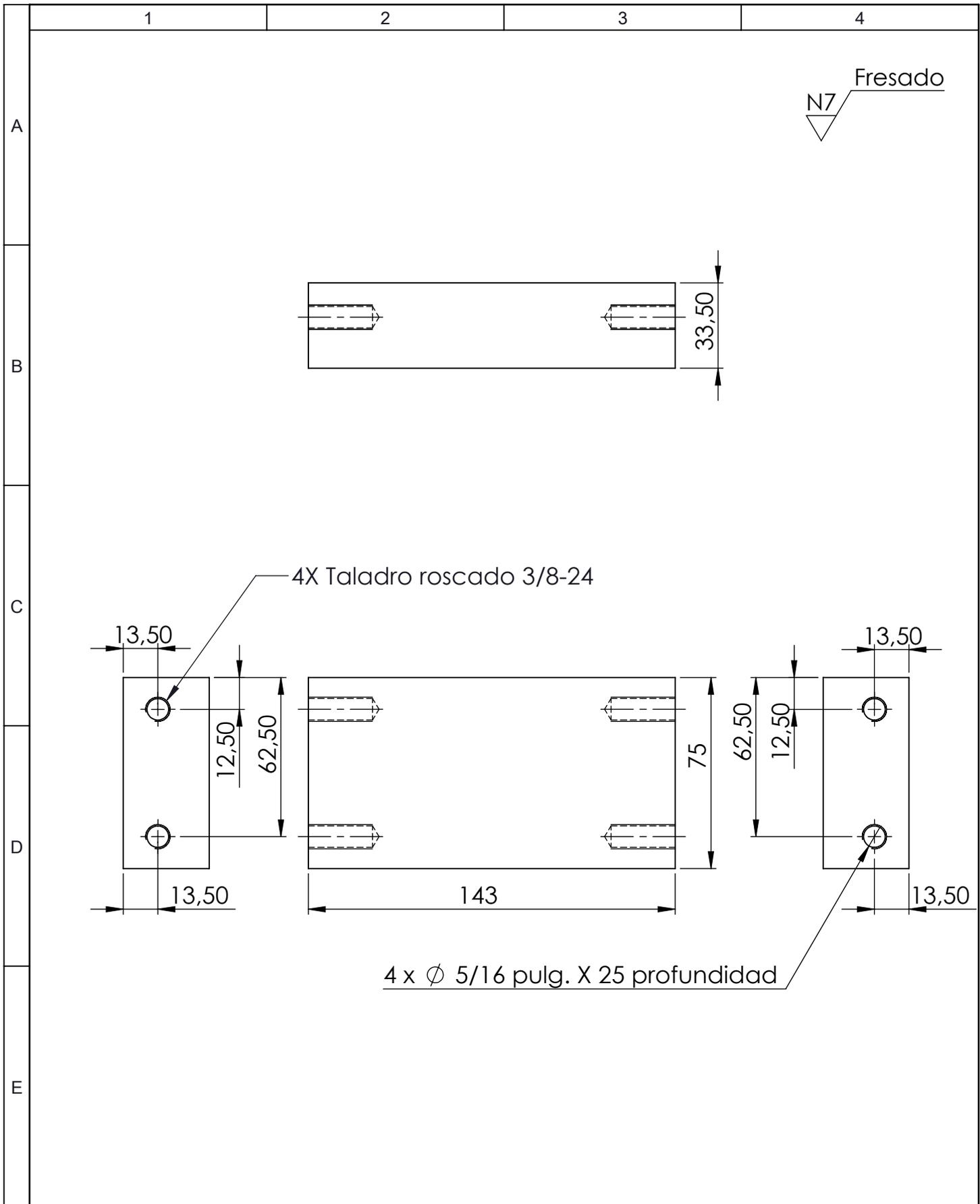




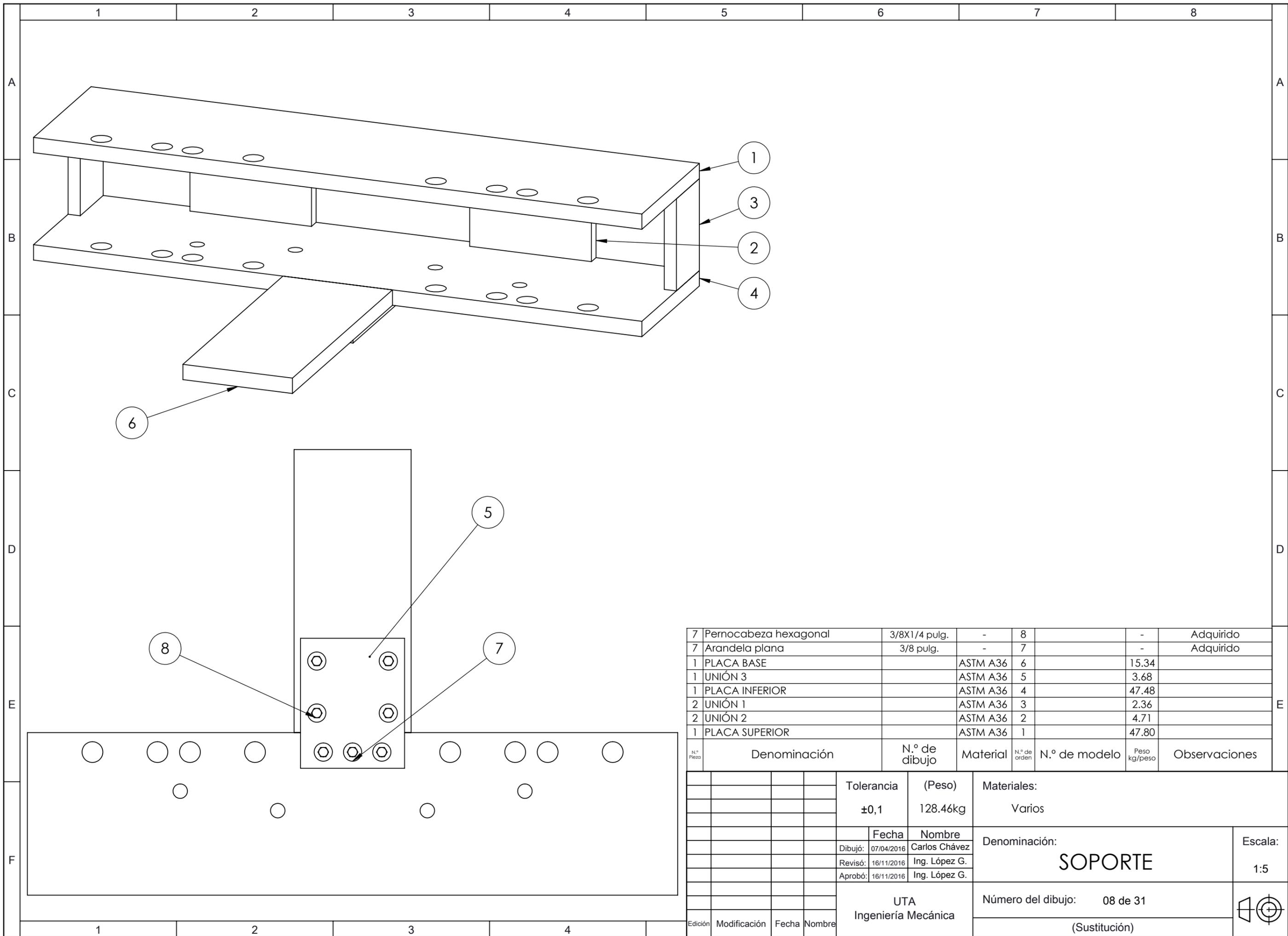
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	2.91kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 18/03/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	SOPORTE ACTUADOR	1:1
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	1.30kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	15/06/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:2
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 06 de 31	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

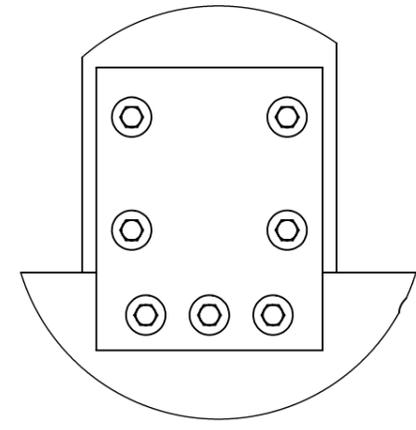
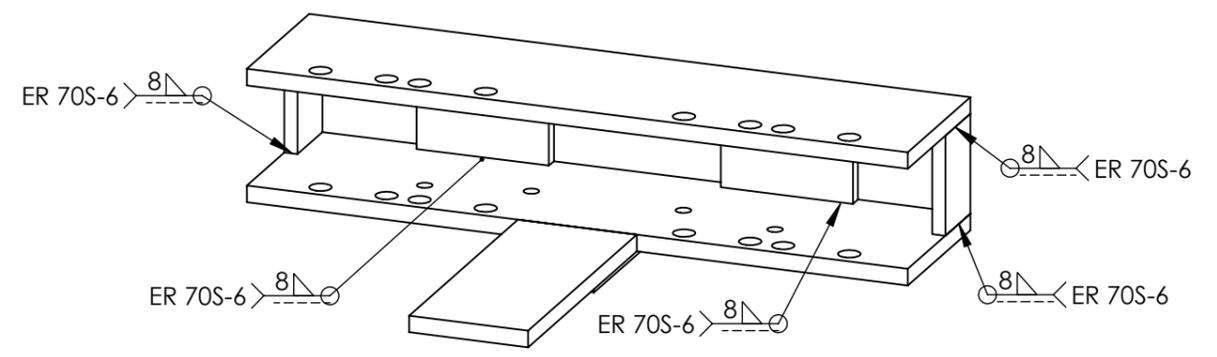
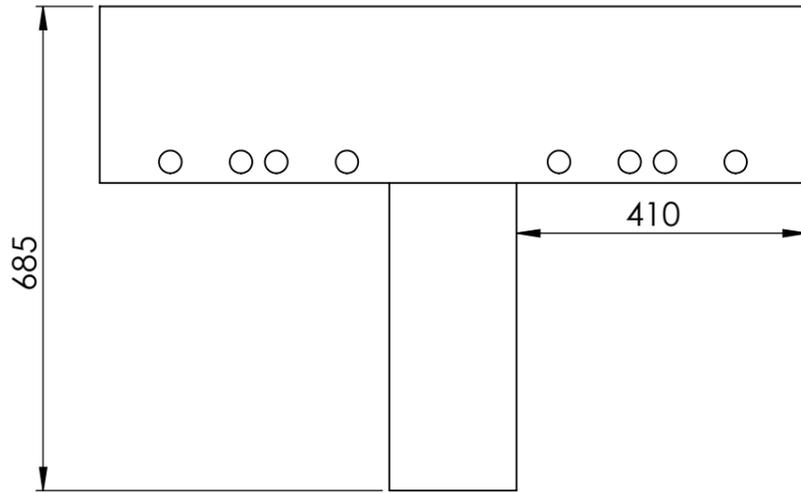
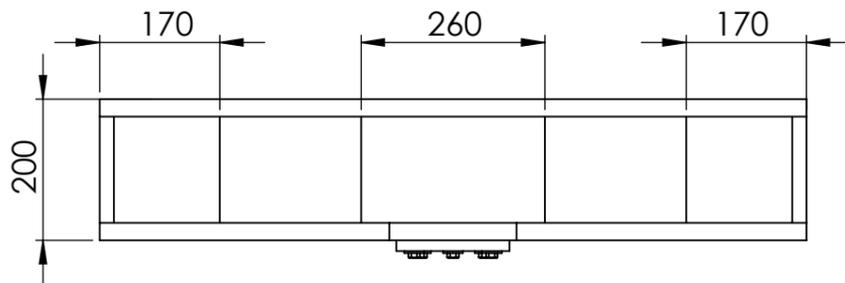
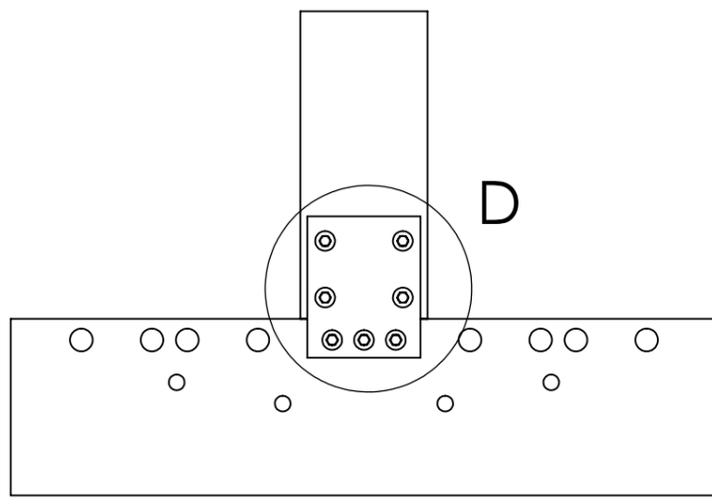


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	2.78kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	28/05/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:2
				UTA		Número del dibujo: 07 de 31	
				Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



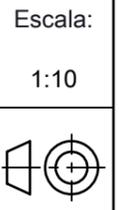
7	Pernocabeza hexagonal	3/8X1/4 pulg.	-	8	-	Adquirido	
7	Arandela plana	3/8 pulg.	-	7	-	Adquirido	
1	PLACA BASE		ASTM A36	6	15.34		
1	UNIÓN 3		ASTM A36	5	3.68		
1	PLACA INFERIOR		ASTM A36	4	47.48		
2	UNIÓN 1		ASTM A36	3	2.36		
2	UNIÓN 2		ASTM A36	2	4.71		
1	PLACA SUPERIOR		ASTM A36	1	47.80		
N.º Pieza	Denominación	N.º de dibujo	Material	N.º de orden	N.º de modelo	Peso kg/peso	Observaciones

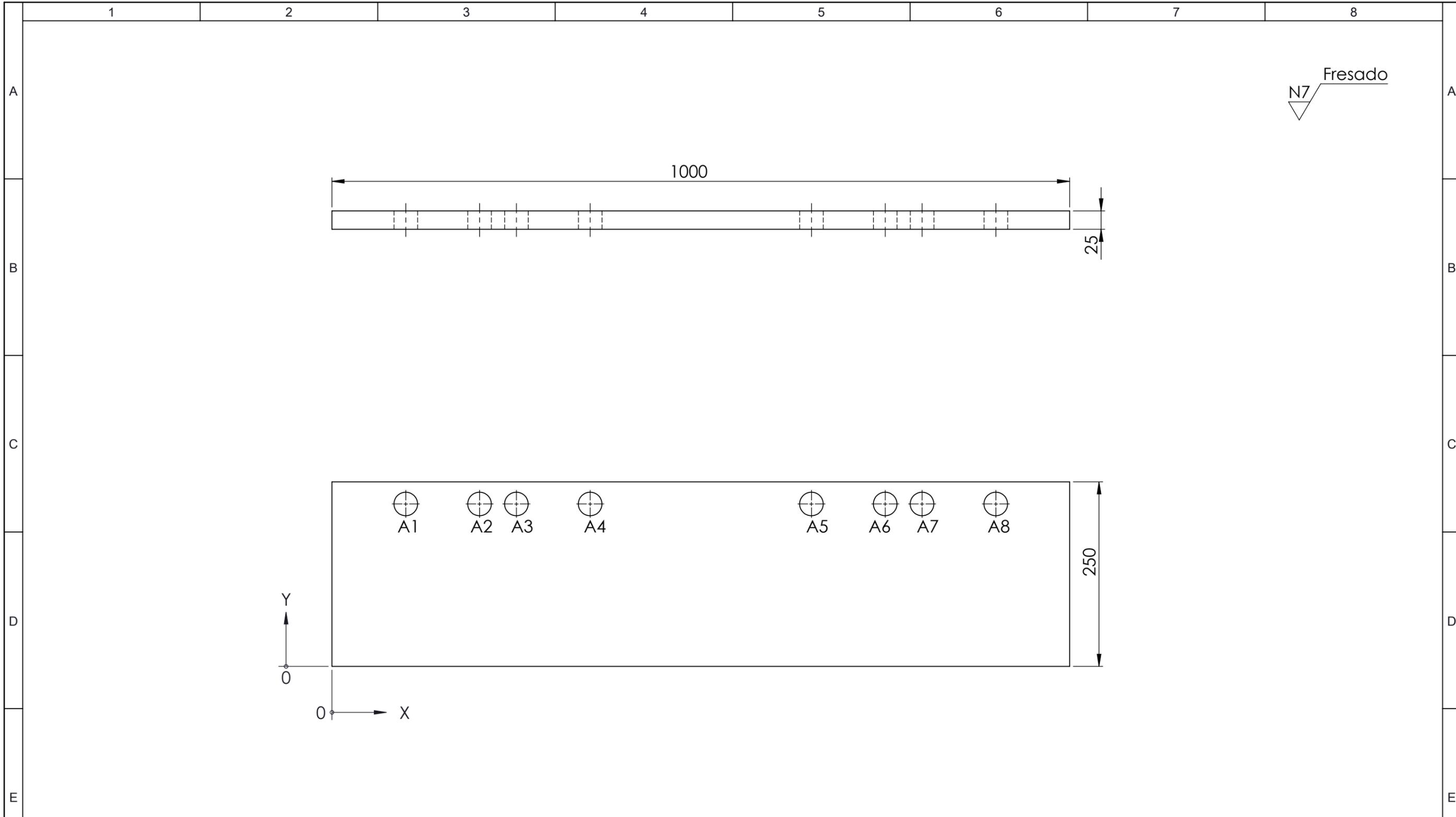
Tolerancia		(Peso)	Materiales:		
±0,1		128.46kg	Varios		
Fecha		Nombre	Denominación: <b>SOPORTE</b>		
Dibujó:	07/04/2016	Carlos Chávez			
Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.			
Aprobó:		16/11/2016	Ing. López G.	Escala: 1:5	
Edición		Modificación	Fecha		
UTA		Número del dibujo:			
Ingeniería Mecánica		08 de 31			
		(Sustitución)			



DETALLE D  
Uniones emperradas  
ESCALA 1 : 5

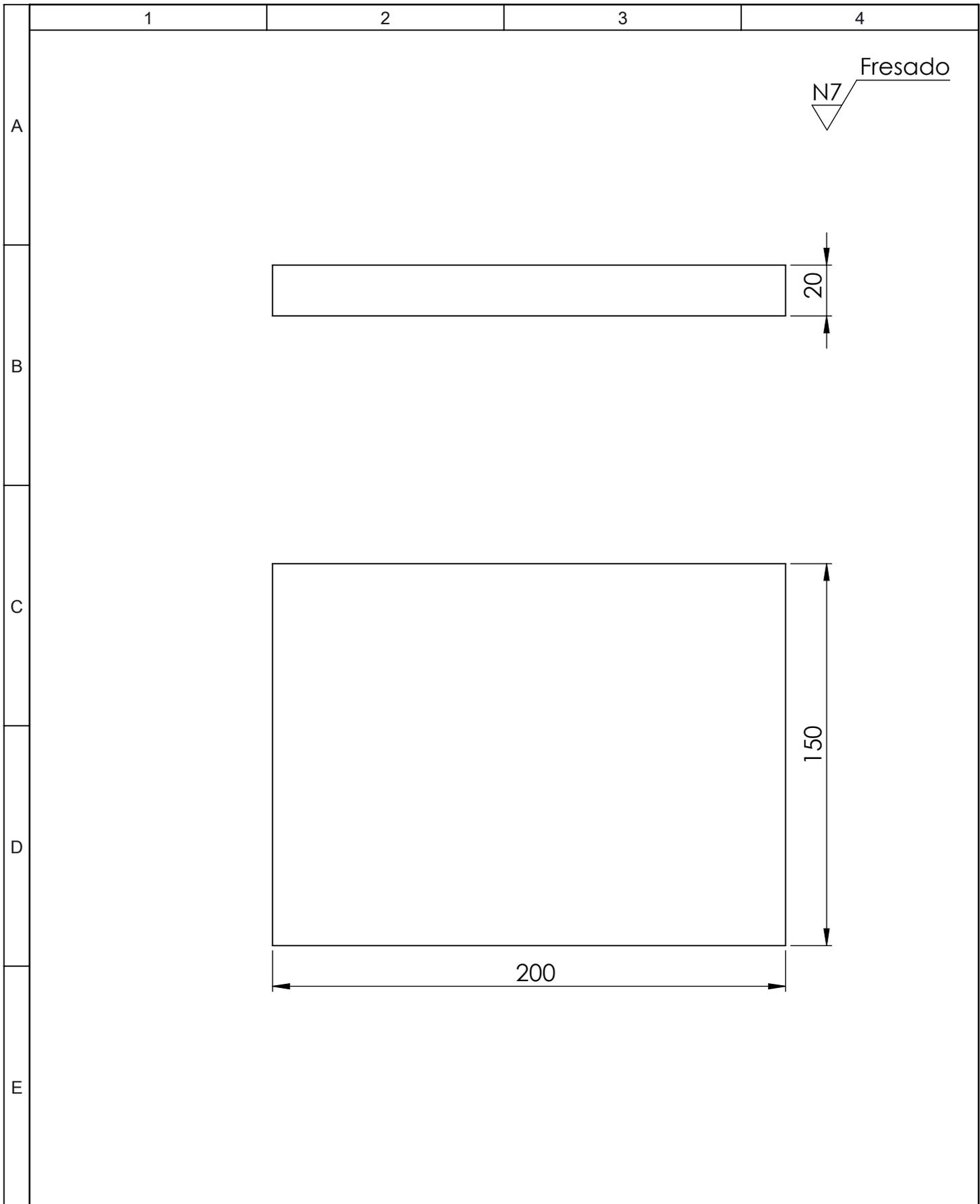
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	128.46kg	Varios		
					Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó:	07/04/2016	Carlos Chávez		
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	SOPORTE DIMENSIONES GENERALES	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 09 de 31		
				Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)



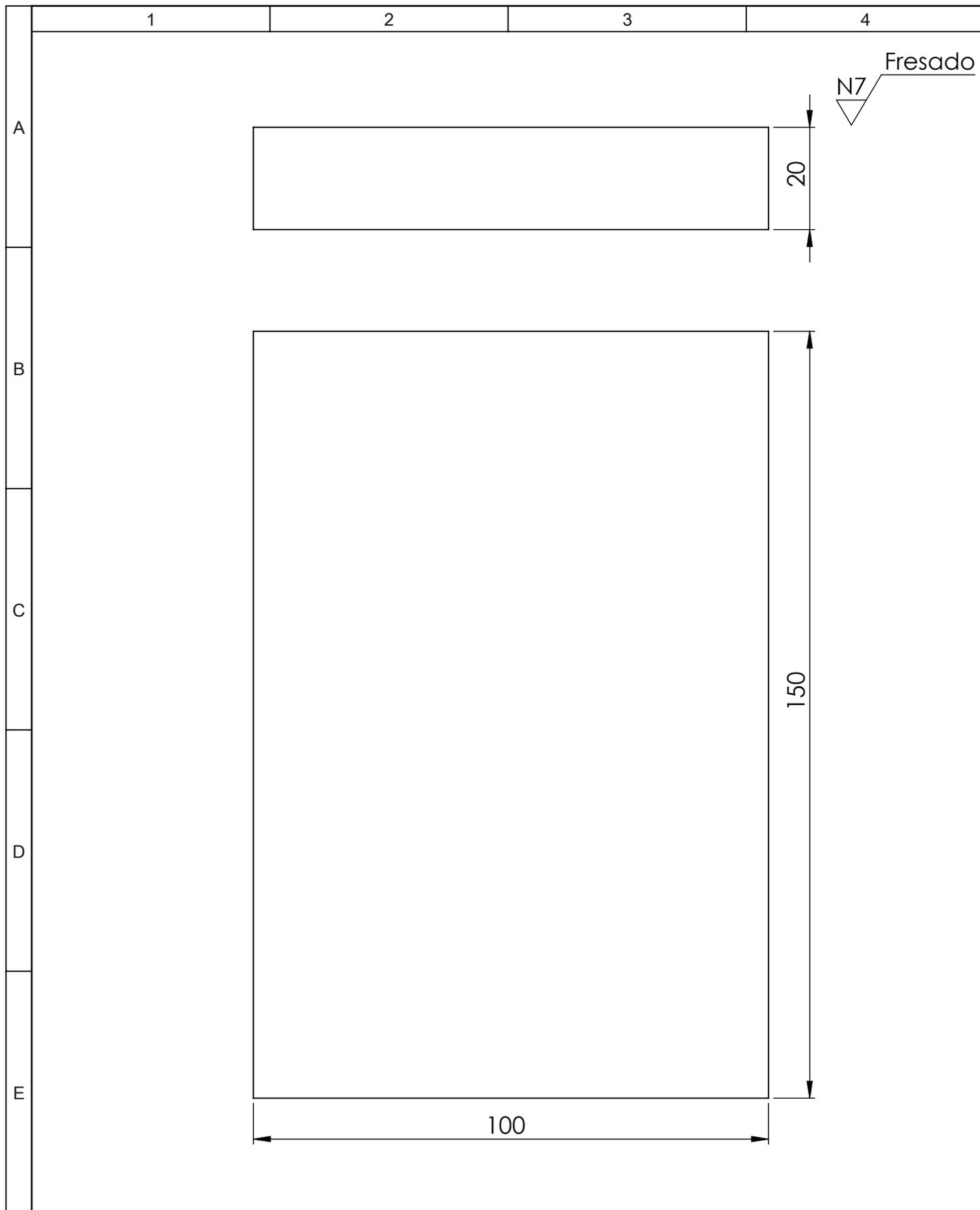


RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	100	220	Ø 32 pasante
A2	200	220	Ø 32 pasante
A3	250	220	Ø 32 pasante
A4	350	220	Ø 32 pasante
A5	650	220	Ø 32 pasante
A6	750	220	Ø 32 pasante
A7	800	220	Ø 32 pasante
A8	900	220	Ø 32 pasante

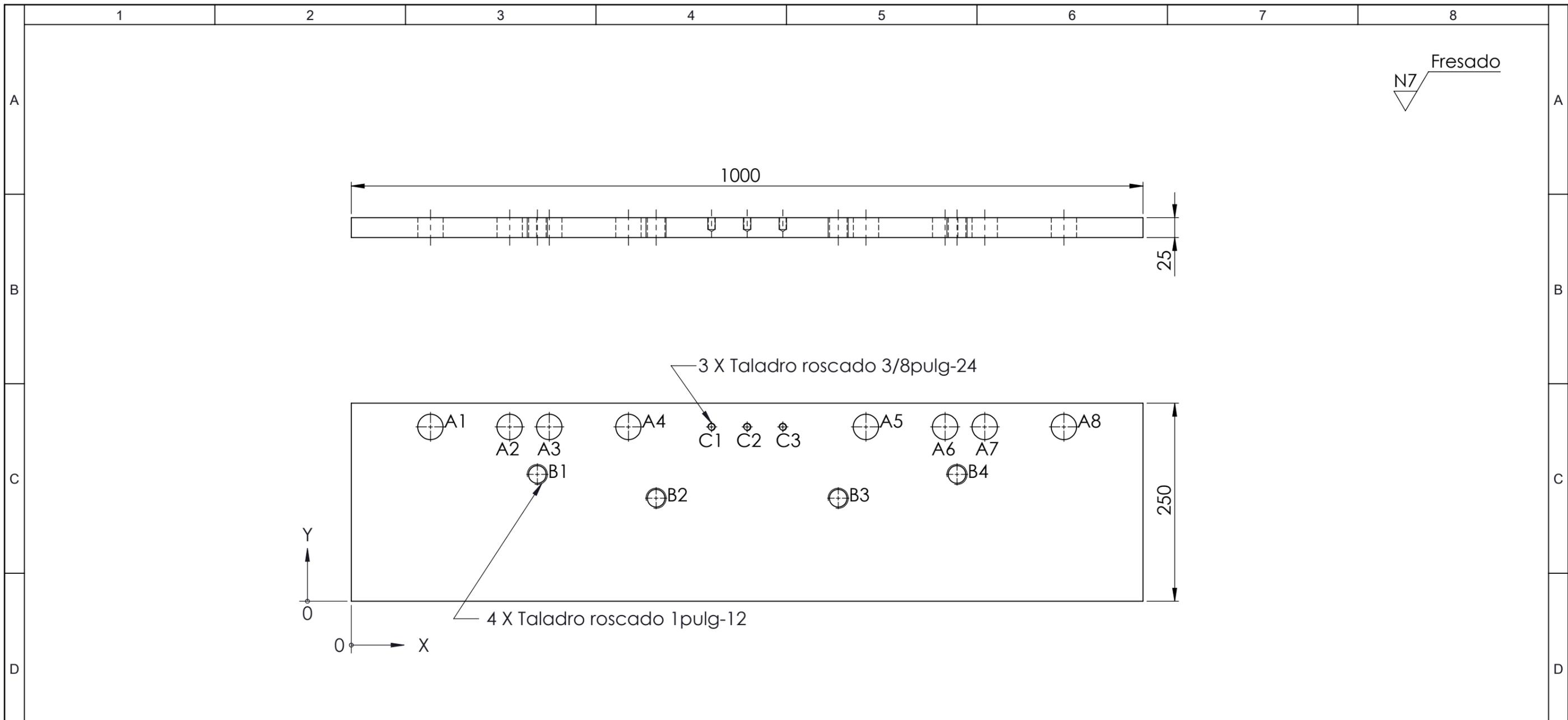
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	47.80kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	17/12/2015	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	<b>PLACA SUPERIOR</b> Escala: 1:5
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 10 de 31	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	4.71kg	ASTM A36 Acero		
				Fecha	Nombre	Denominación: <b>UNIÓN 2</b>		Escala:
				Dibujó: 07/04/2016	Carlos Chávez			1:2
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.			
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	Número del dibujo: 11 de 31		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)		

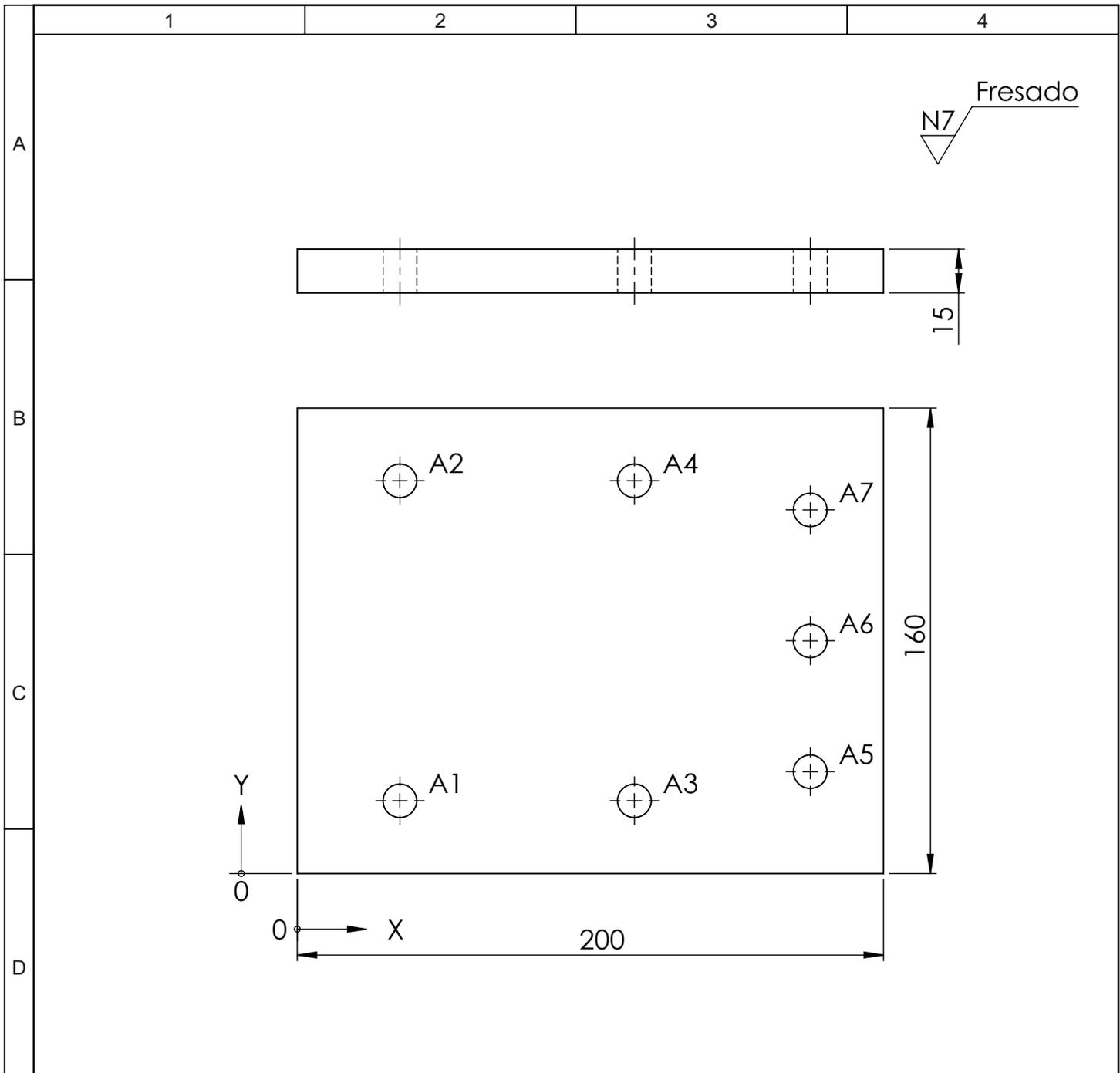


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	2.36kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 07/04/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	UNIÓN 1	1:1
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



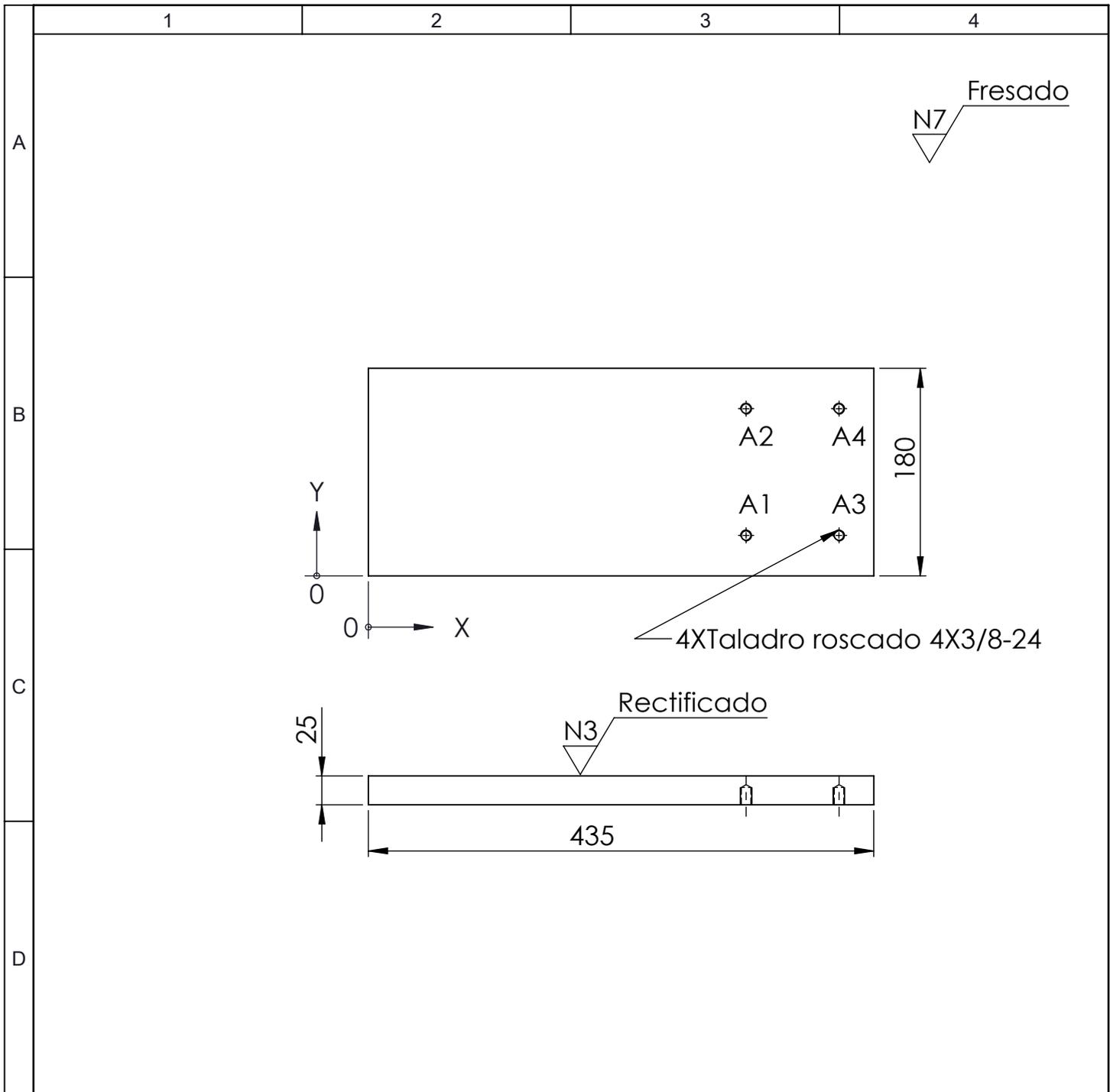
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	100	220	Ø 32 pasante
A2	200	220	Ø 32 pasante
A3	250	220	Ø 32 pasante
A4	350	220	Ø 32 pasante
A5	650	220	Ø 32 pasante
A6	750	220	Ø 32 pasante
A7	800	220	Ø 32 pasante
A8	900	220	Ø 32 pasante
B1	235	160	Ø 7/8 pulg. pasante
B2	385	130	Ø 7/8 pulg. pasante
B3	615	130	Ø 7/8 pulg. pasante
B4	765	160	Ø 7/8 pulg. pasante
C1	455	220	Ø 5/16 pulg. X 15 Profundidad
C2	500	220	Ø 5/16 pulg. X 15 Profundidad
C3	545	220	Ø 5/16 pulg. X 15 Profundidad

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	47.48kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	17/12/2015	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:
				UTA Ingeniería Mecánica			
				Número del dibujo: 13 de 31			
				(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	35	25	Ø 7/16 pulg. pasante
A2	35	135	Ø 7/16 pulg. pasante
A3	115	25	Ø 7/16 pulg. pasante
A4	115	135	Ø 7/16 pulg. pasante
A5	175	35	Ø 7/16 pulg. pasante
A6	175	80	Ø 7/16 pulg. pasante
A7	175	125	Ø 7/16 pulg. pasante

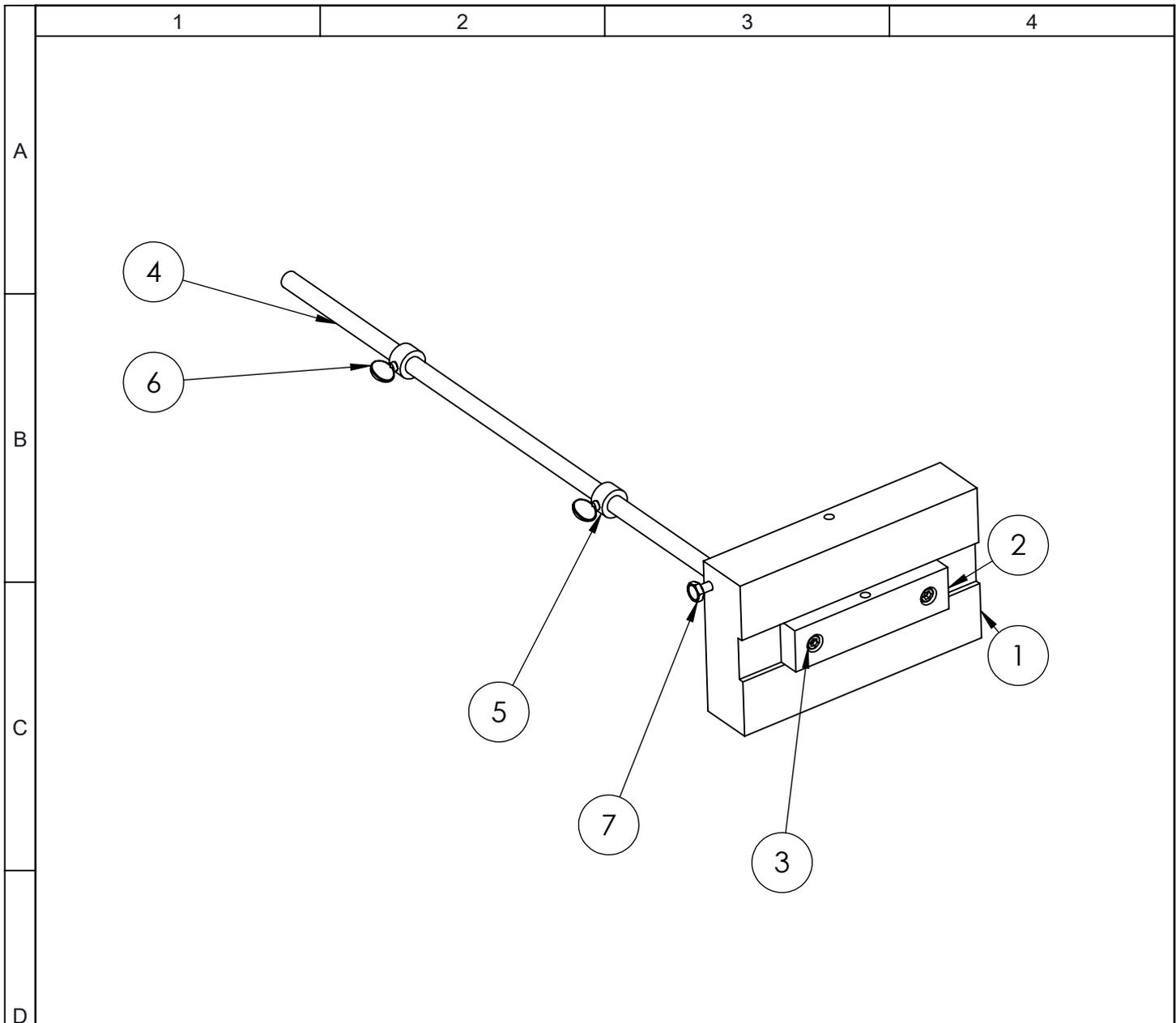
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	3.68kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 29/06/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	UNIÓN 3	1:2
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	325	35	Ø 5/16 X 15 profundidad
A2	325	145	Ø 5/16 X 15 profundidad
A3	405	35	Ø 5/16 X 15 profundidad
A4	405	145	Ø 5/16 X 15 profundidad

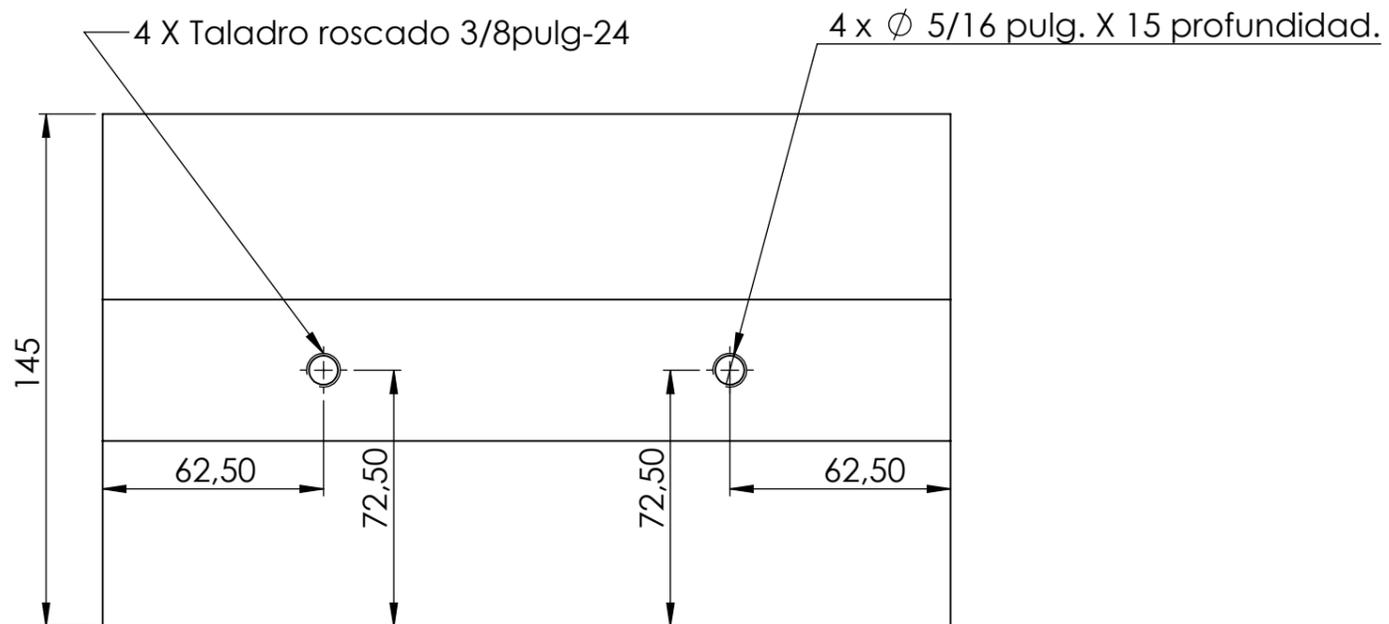
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	15.34kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	17/02/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:5
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 15 de 31	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

**PLACA BASE**

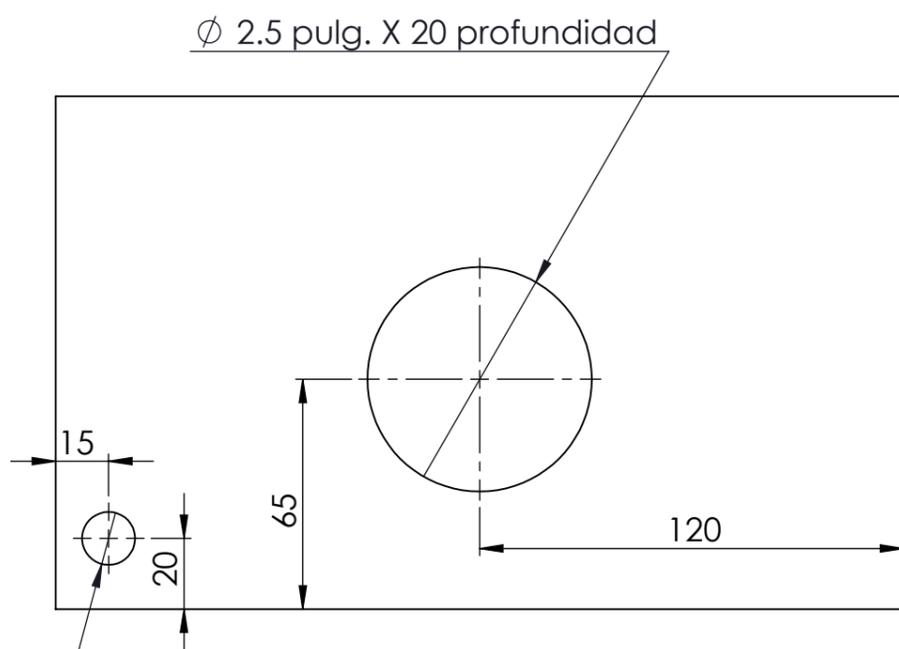
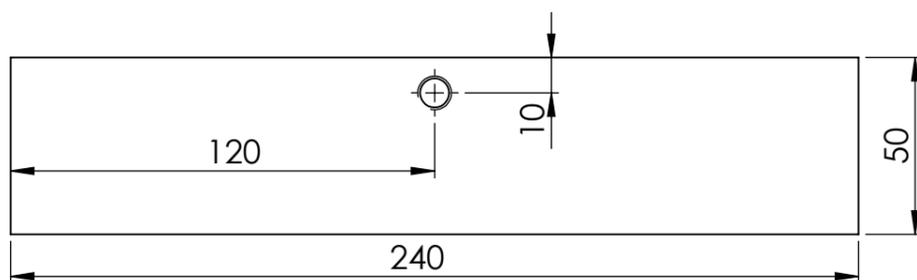


N.º de orden	N.º Pieza	Denominación	N.º de dibujo	Observaciones
1	1	ACOPLE VASTAGO		
2	1	GUÍA		
3	2	TORNILLO DE CABEZA HUECA HEXAGONAL	3/8X1 pulg.	Adquirido
4	1	VARILLA REDONDA 15mm		
5	2	TOPE		
6	2	PALANCA DE AJUSTE	3/8X1 pulg.	Adquirido
7	1	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL	3/8 X 3/4 pulg.	Adquirido

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	14.57kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación: <b>PORTAMATRICES</b>	Escala: 1:5
				Dibujó: 21/03/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 16 de 31	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)			



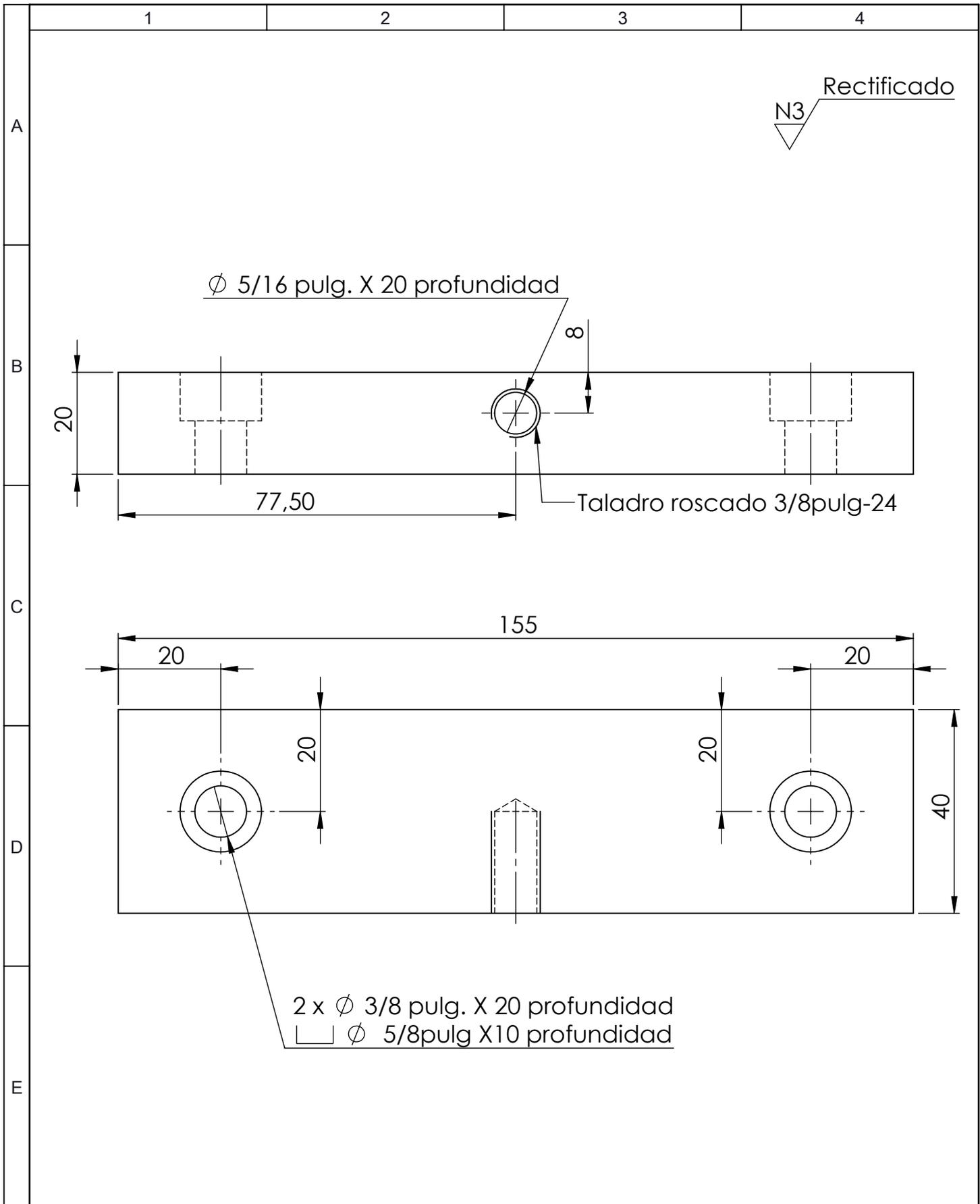
N3 Rectificado



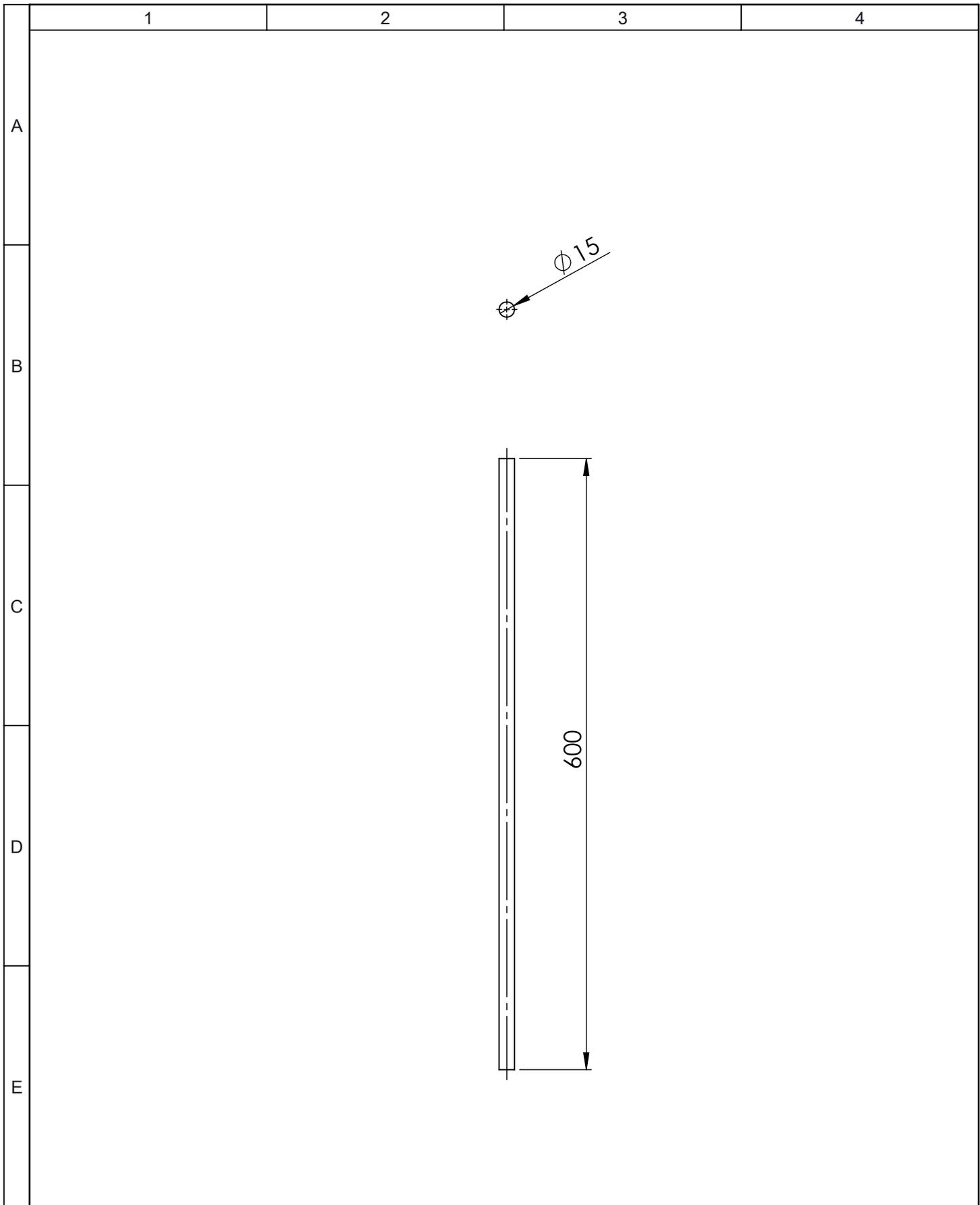
$\phi$  15X15 profundidad

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	12.73kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	21/03/2016	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Número del dibujo: 17 de 31			
				(Sustitución)			

**ACOPLE VASTAGO**



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	0.92kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 04/06/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	<p style="text-align: center; font-size: 2em;">GUÍA</p>	1:1
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
				±0,1	0.83kg	ASTM A36 Acero		
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dibujó: 15/06/2016	Carlos Chávez	<b>VARILLA REDONDA 15mm</b>		1:5
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.			
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.			
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 19 de 31		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		

1

2

3

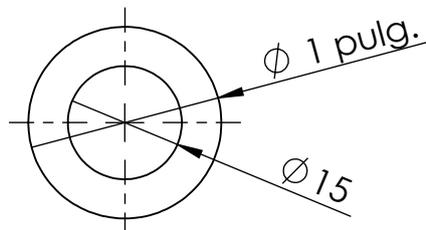
4

A

N7 Torneado

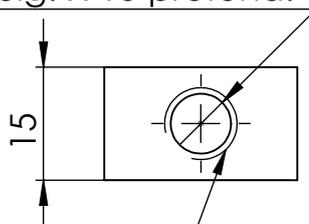


B



C

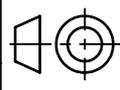
Ø 5/16 pulg. X 15 profund.

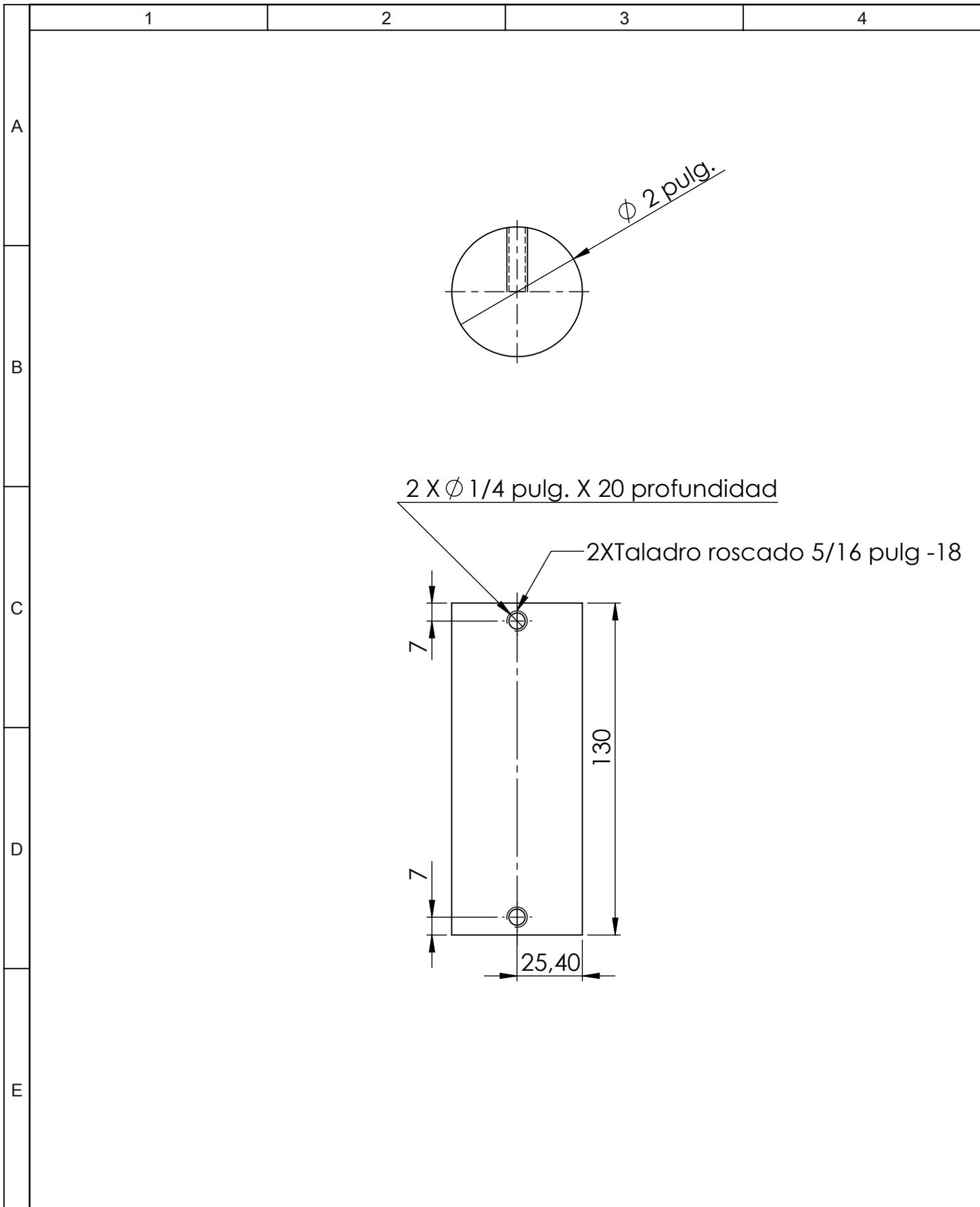


Taladro roscado 3/8 pulg.

D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	0.04kg	AISI 1018 (Transmisión)	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 21/06/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	TOPE	1:1
				UTA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	2.07kg	AISI 1018 (Transmisión)	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	23/03/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:2
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		21 de 31	
						(Sustitución)	

1

2

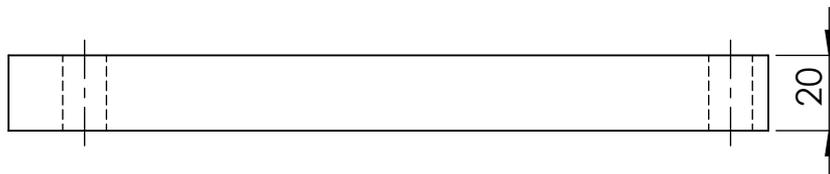
3

4

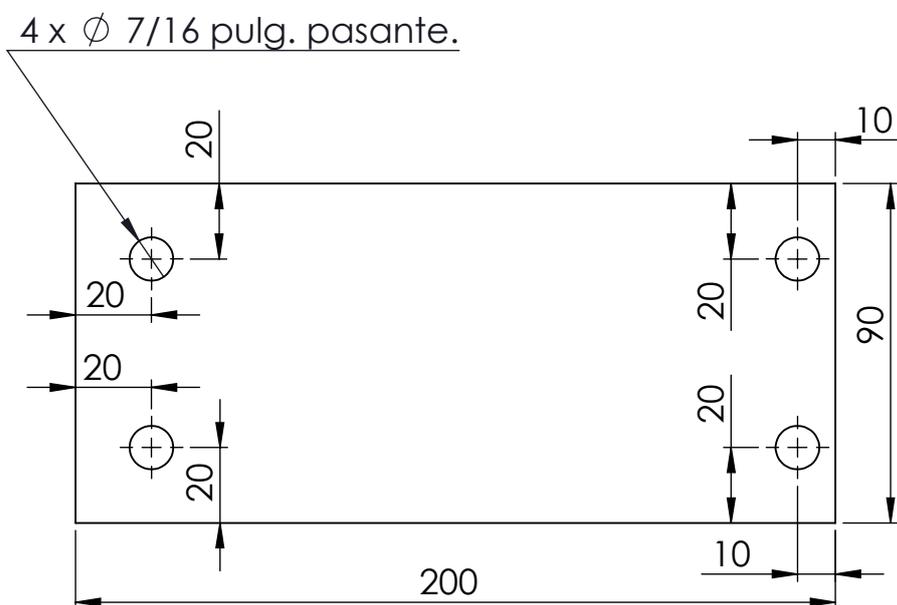
A

N7 Fresado

B



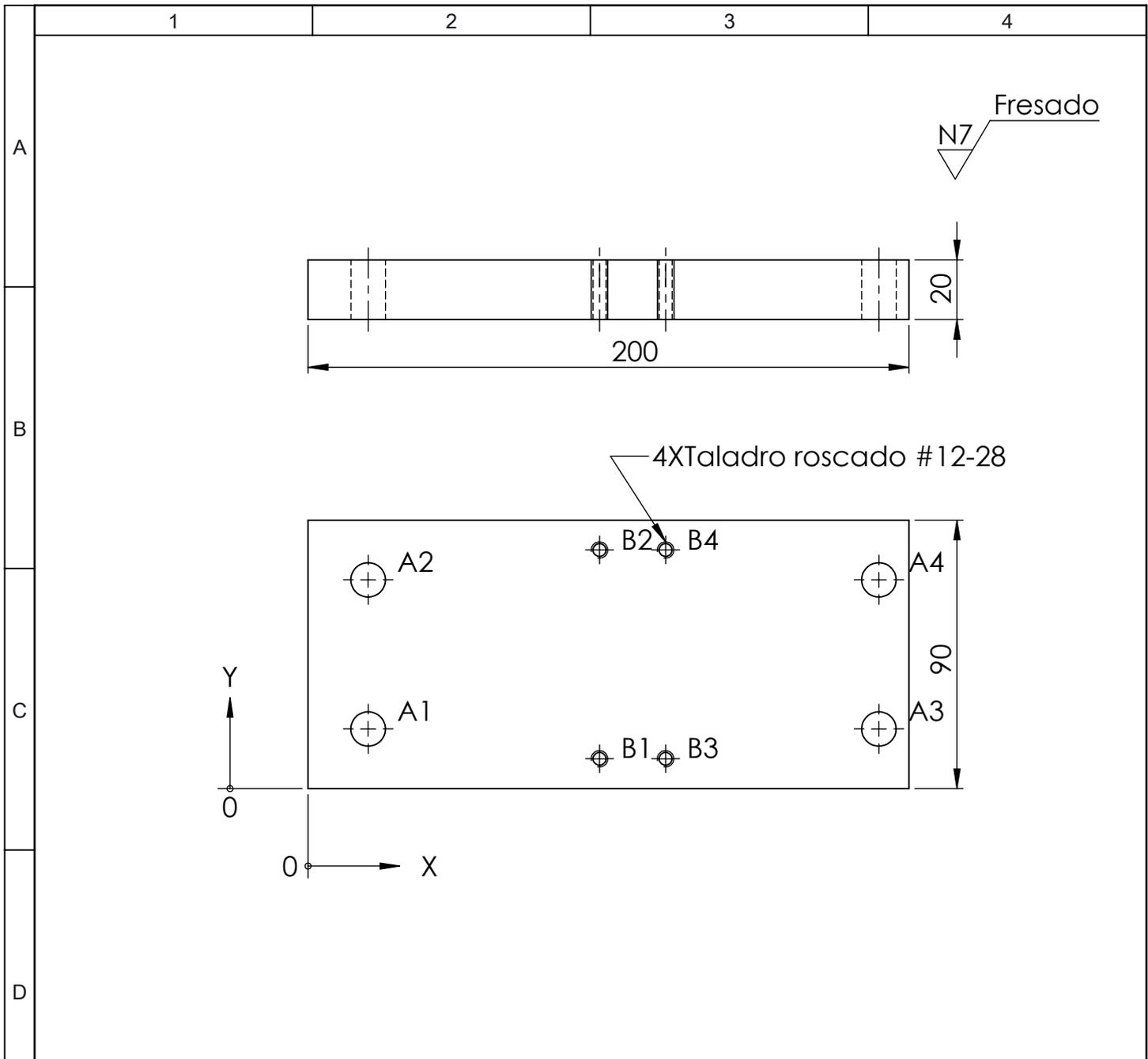
C



D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	2.76kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 28/05/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	PLACA LATERAL DERECHA	1:2
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	20	20	$\phi$ 7/16 pulg. pasante
A2	20	70	$\phi$ 7/16 pulg. pasante
A3	190	20	$\phi$ 7/16 pulg. pasante
A4	190	70	$\phi$ 7/16 pulg. pasante
B1	97	10	$\phi$ M4 pasante
B2	97	80	$\phi$ M4 pasante
B3	119	10	$\phi$ M4 pasante
B4	119	80	$\phi$ M4 pasante

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	2.75kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 28/05/2016	Carlos Chávez		
				Revisó: 16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó: 16/11/2016	Ing. López G.	PLACA LATERAL IZQUIERDA	1:2
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

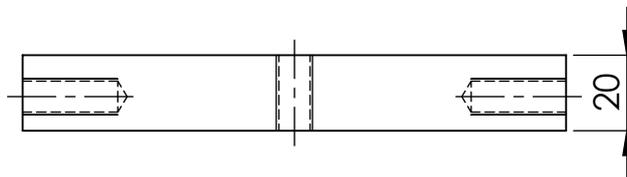
3

4

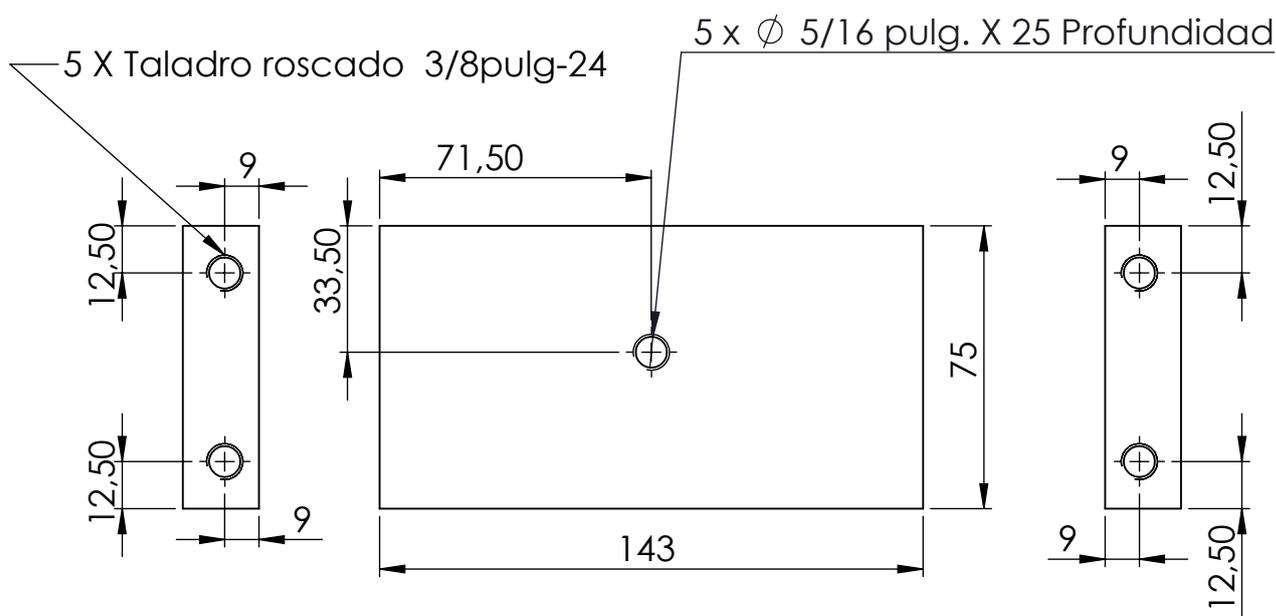
A

N7 Fresado

B



C

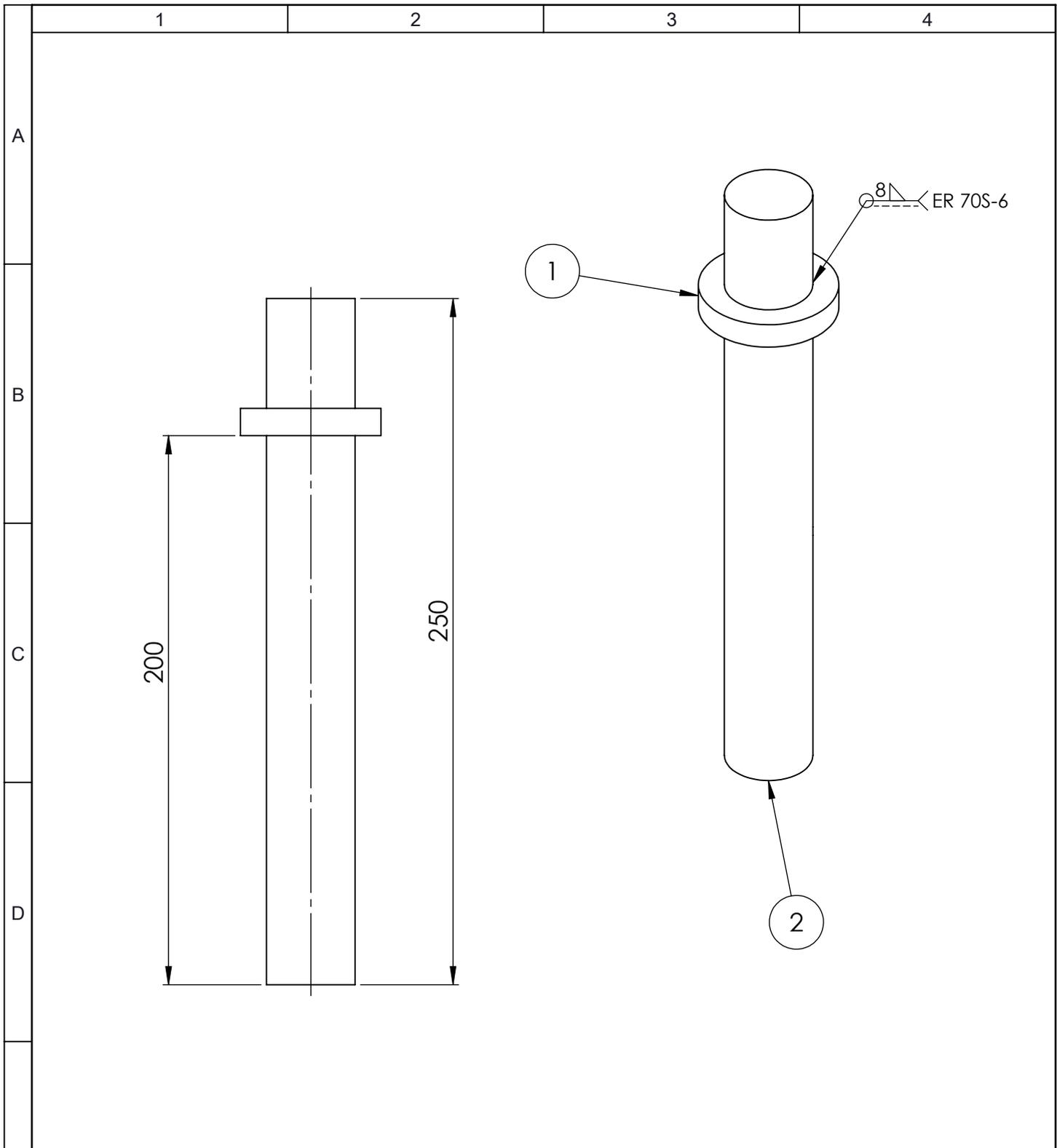


D

E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	1.63kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	28/05/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	1:2
				UTA		Número del dibujo:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		24 de 31	
						(Sustitución)	

PLACA SOPORTE SUPERIOR

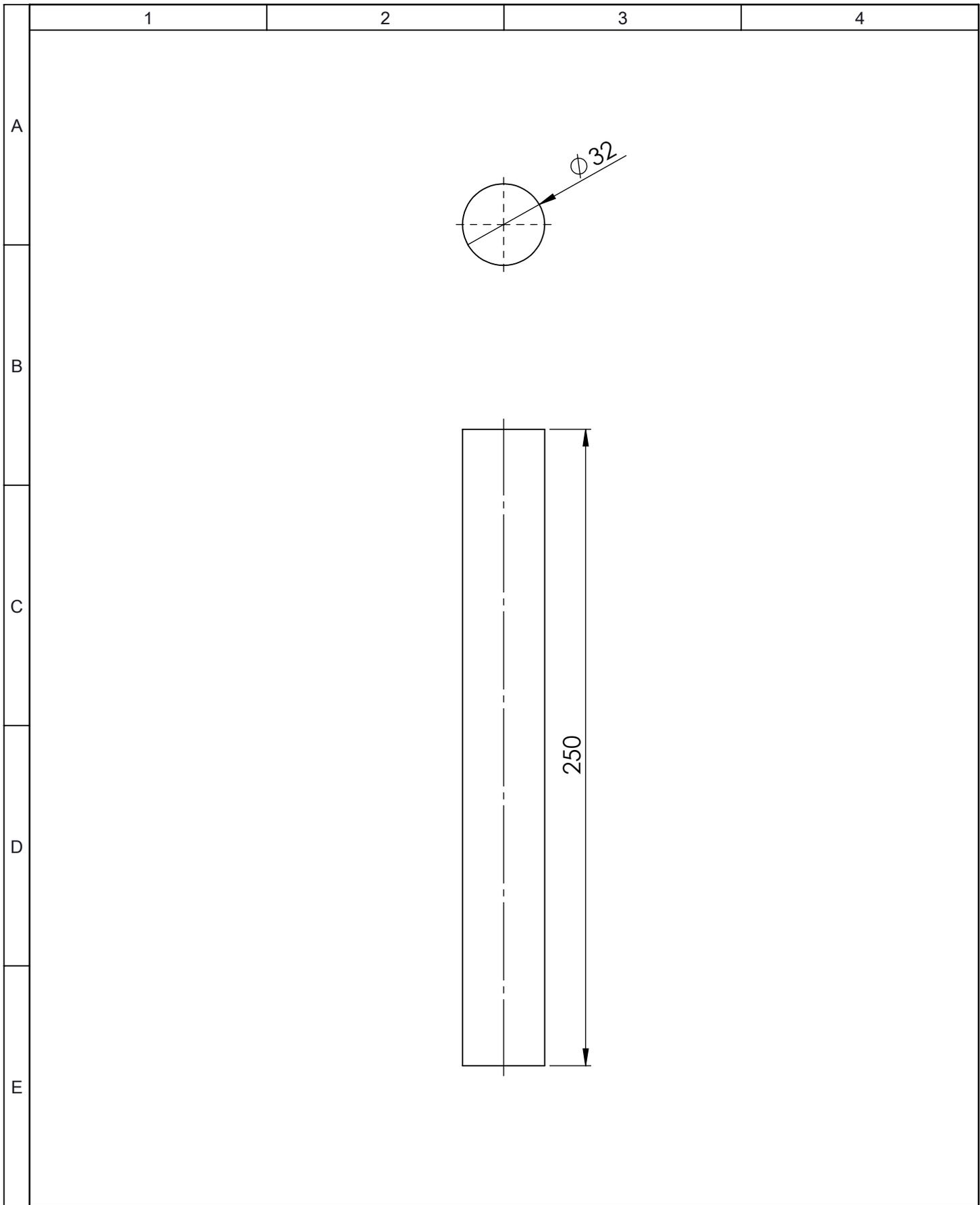


N.º de orden	N.º Pieza	Denominación	N.º de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Arandela para eje		
2	1	EJE MATRIZ GUÍA		

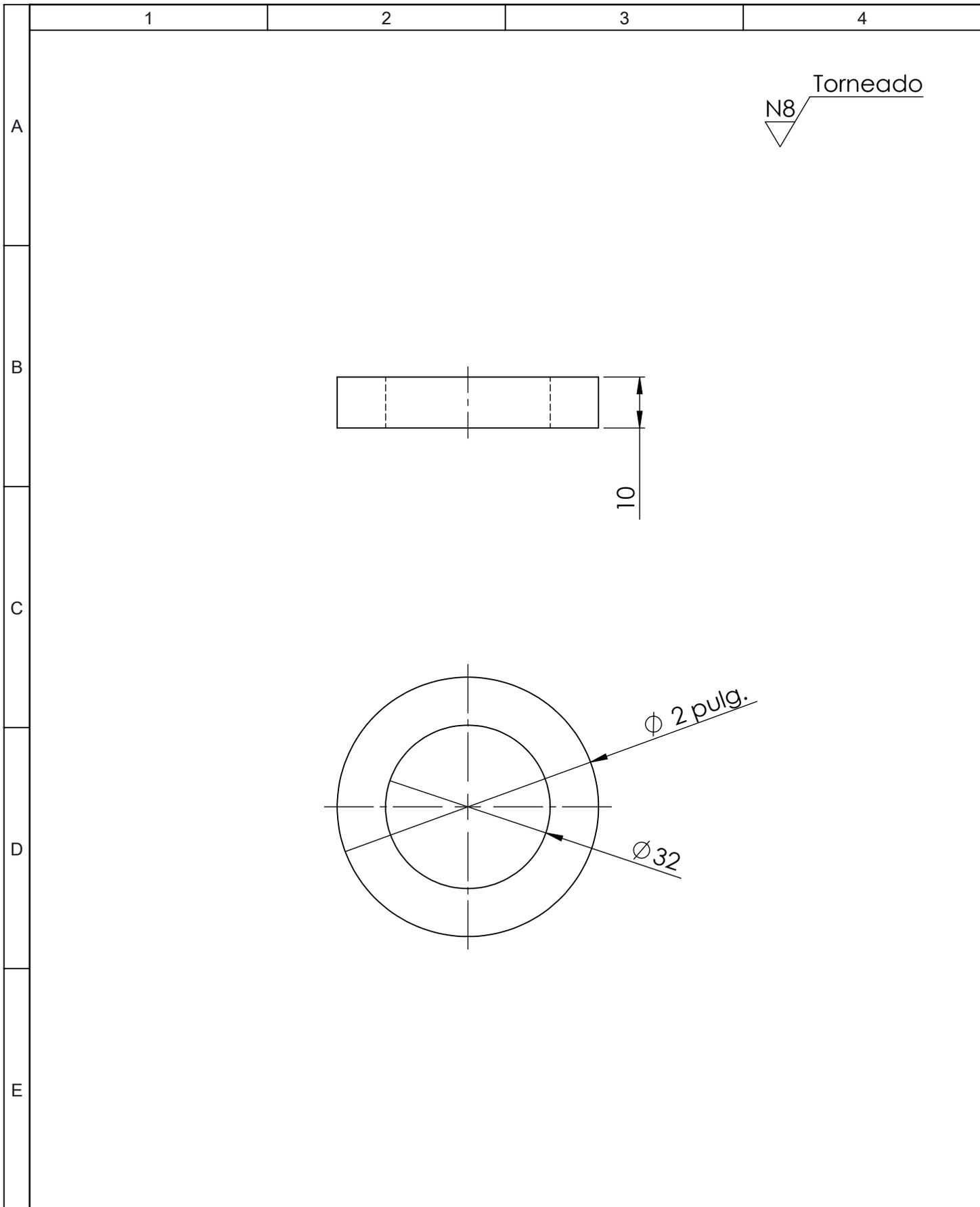
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	1.67kg	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dibujó:	29/06/2016	Carlos Chávez		
			Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.		
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	25 de 10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

**ENSAMBLE EJE MATRIZ GUIA**

1:2



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				$\pm 0,1$	1.58kg	AISI 4340 Acero normalizado			
					Fecha	Nombre	Denominación: <h2 style="margin: 0;">EJE MATRIZ GUÍA</h2>		Escala: 1:2
				Dibujó:	10/02/2016	Carlos Chávez			
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.			
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.			
				UTA Ingeniería Mecánica			Número del dibujo: 26 de 31		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)		



					Tolerancia	(Peso)	Materiales:				
					±0,1	0.10kg	AISI 1018 (Transmisión)				
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>ARANDELA PARA EJE</b>			Escala:	
				Dibujó:	06/06/2016	Carlos Chávez				1:1	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.					
					Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Número del dibujo: 27 de 31			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			(Sustitución)				

1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

C

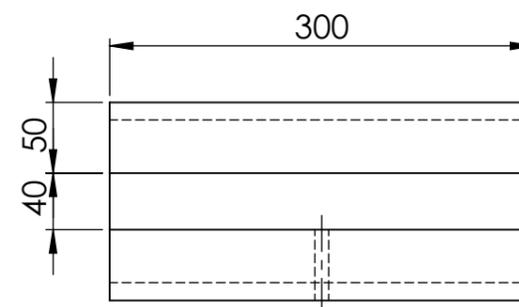
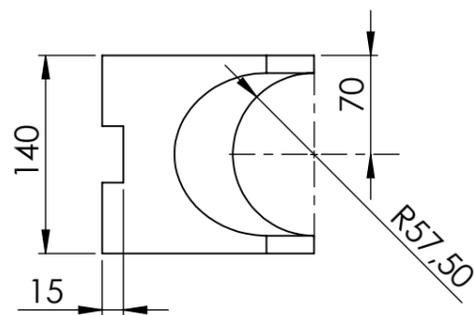
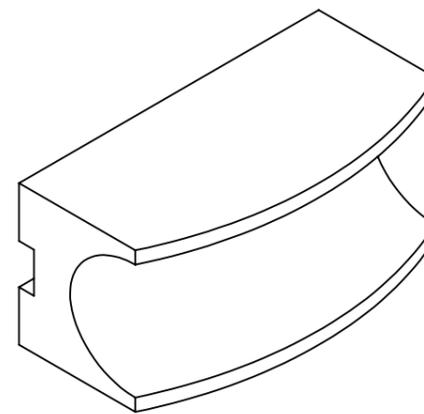
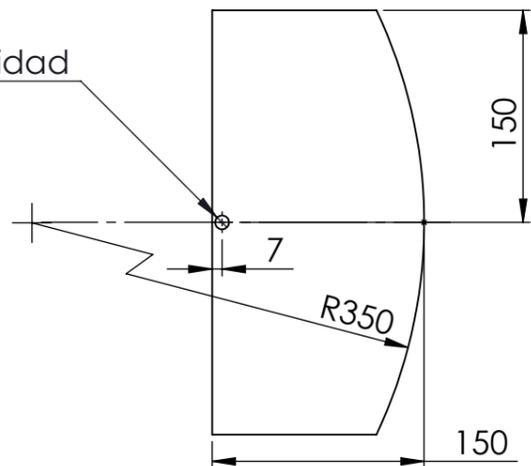
D

E

F

N8 Fresado

Ø 3/8 pulg. X 50 profundidad



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	31.66kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	10/02/2016	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:
				UTA		Número del dibujo: 28 de 31	
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	1:5
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

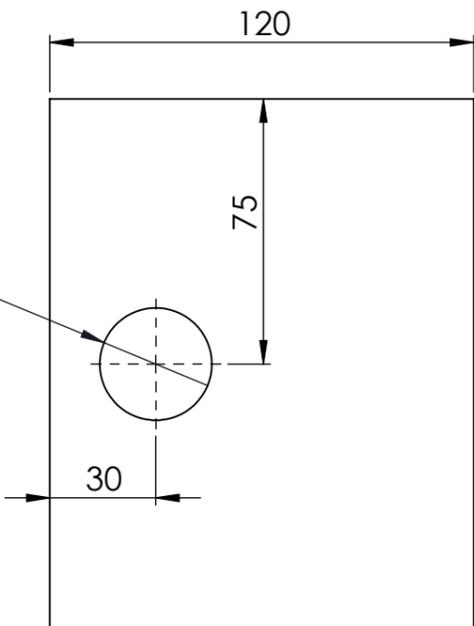
3

4

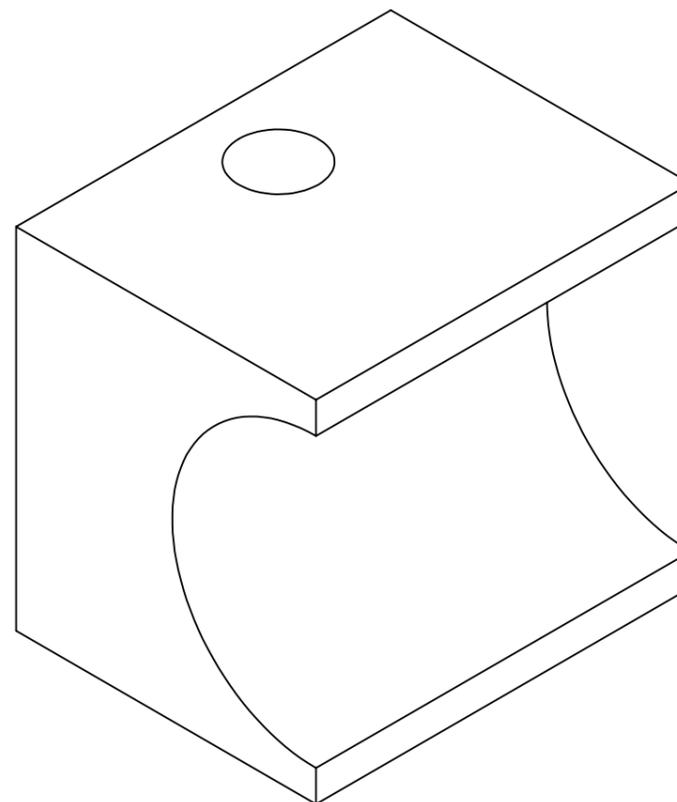
1 2 3 4 5 6 7 8

A

∅ 32 pasante



N8 Fresado

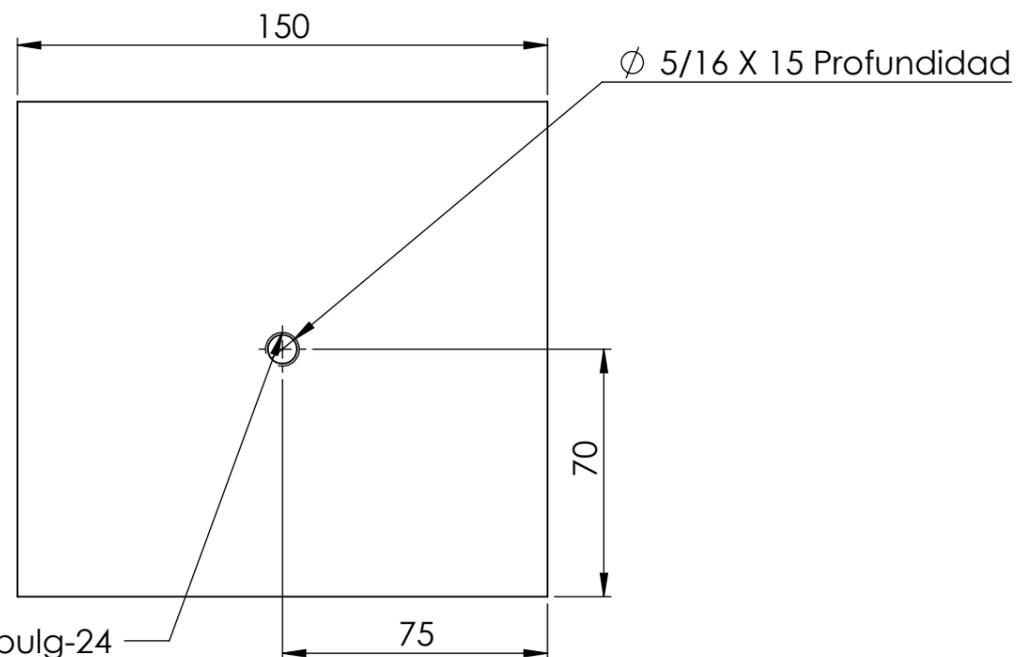
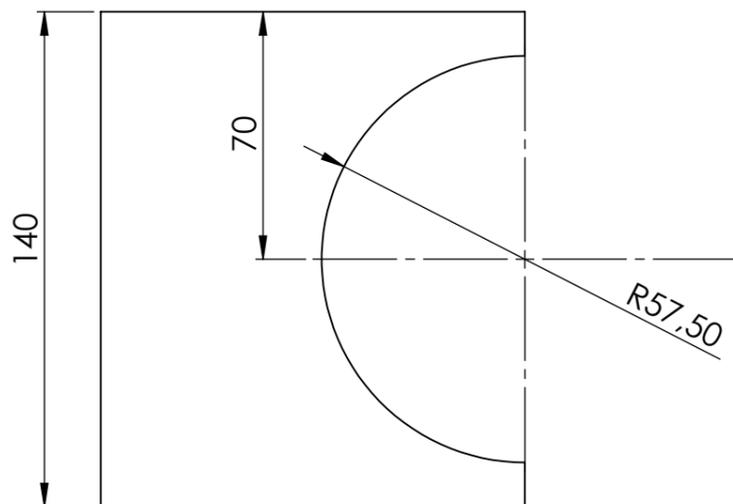


B

C

D

E



Taladro roscado 3/8pulg-24

F

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	12.79kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	10/02/2016	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:
				UTA Ingeniería Mecánica			
							Número del dibujo: 29 de 31
							(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

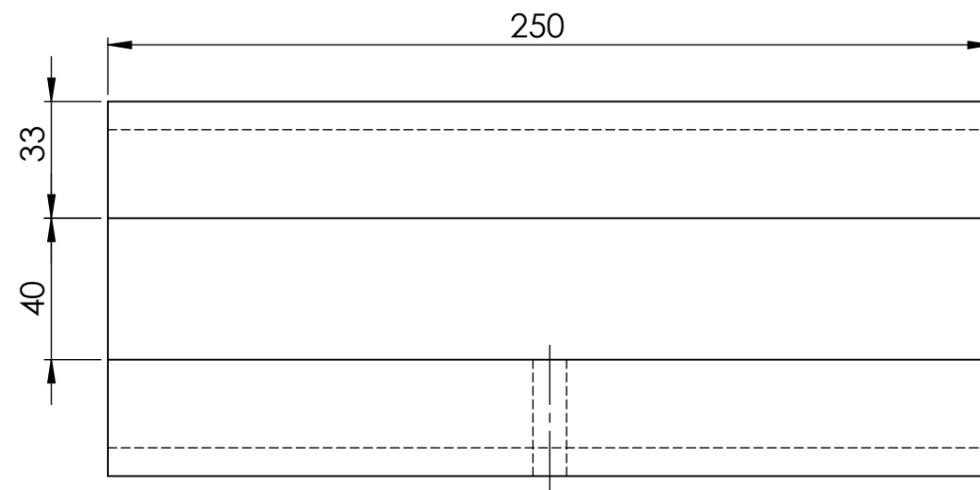
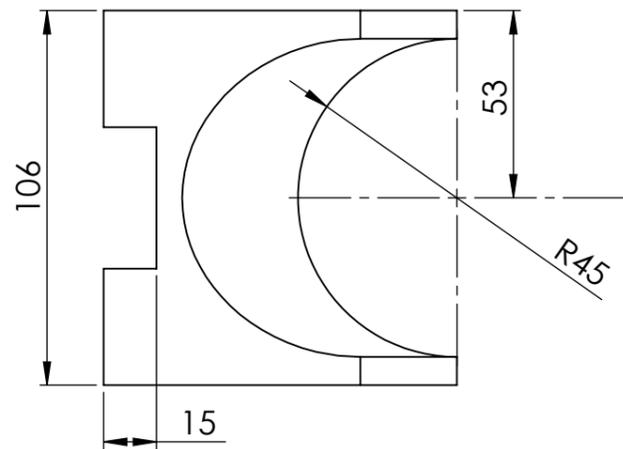
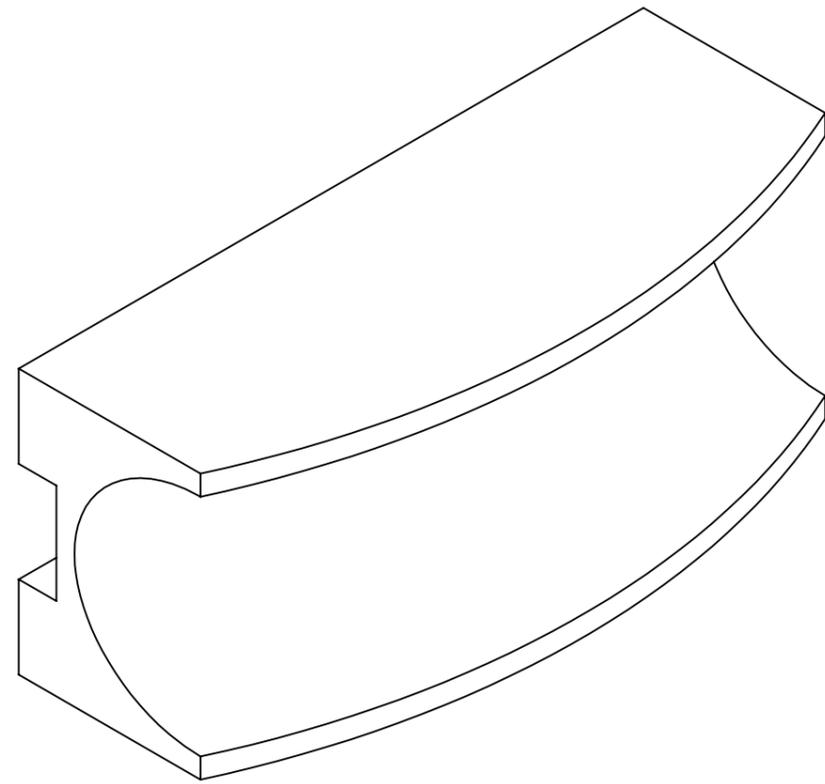
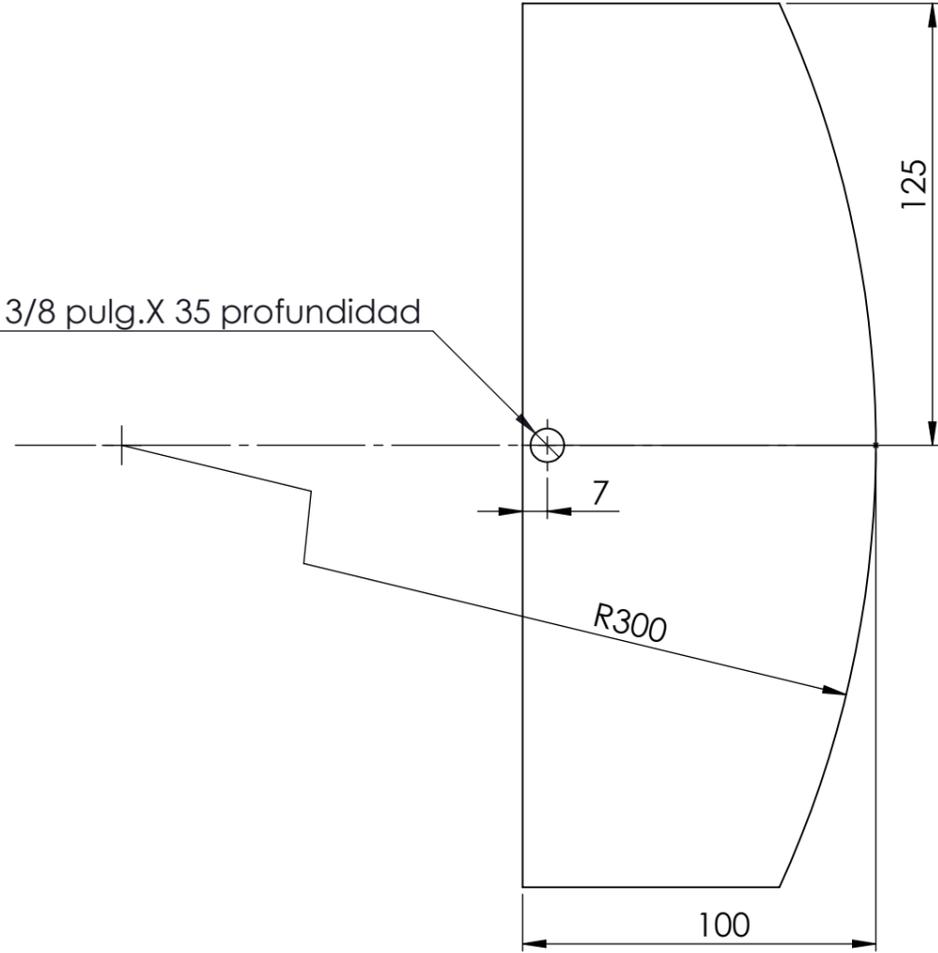
3

4



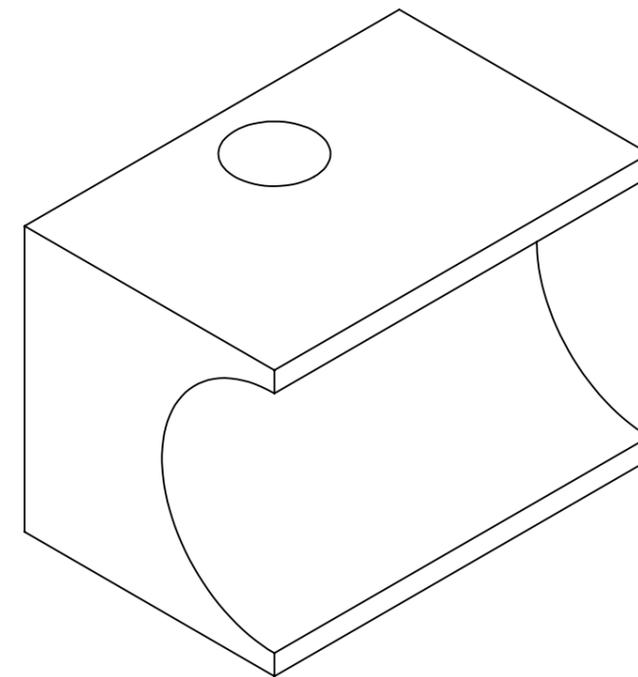
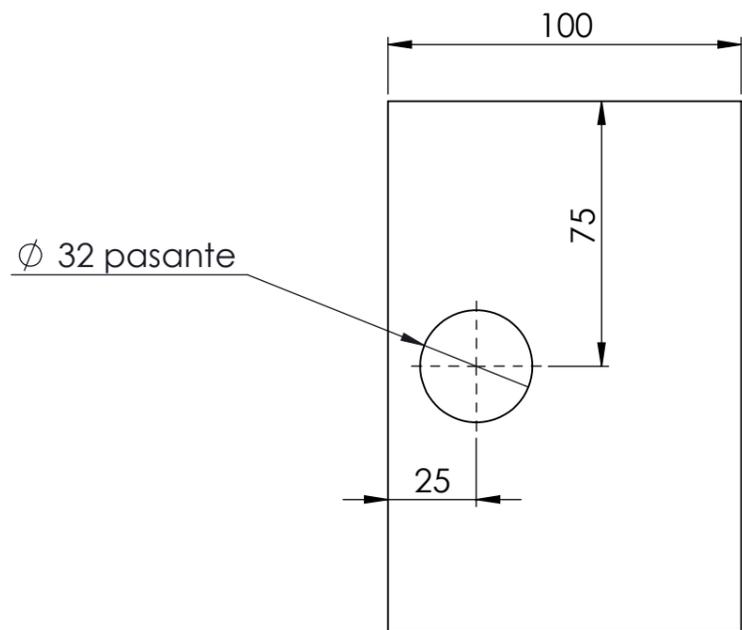
N8 Fresado

Ø 3/8 pulg.X 35 profundidad

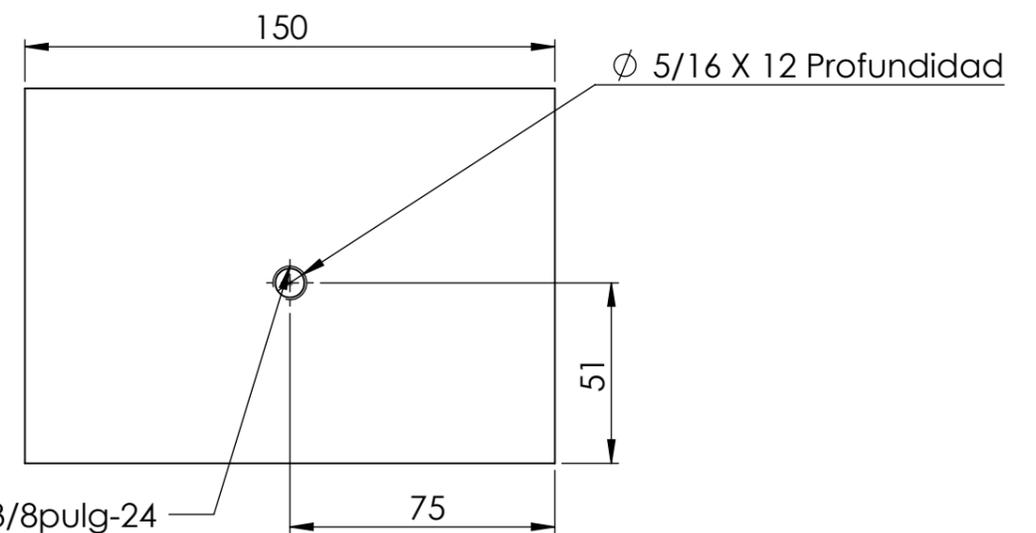
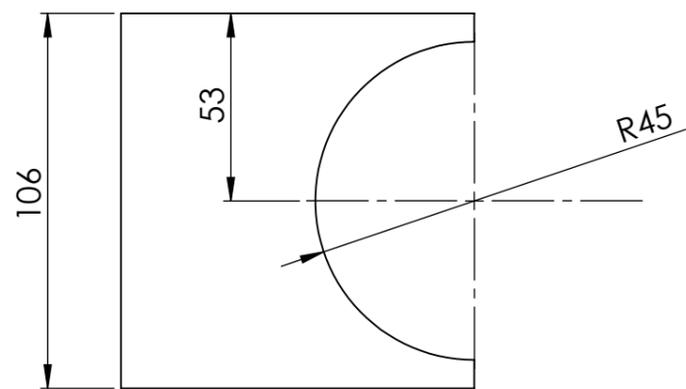


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	11.28kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación: <b>MATRIZ 3 PULGADAS</b>
				Dibujó:	10/02/2016	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Número del dibujo: 30 de 31 (Sustitución)
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1:2	



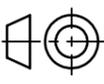


N8 Fresado



Taladro roscado 3/8pulg-24

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	8.07kg	ASTM A36 Acero	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	10/02/2016	Carlos Chávez	
				Revisó:	16/11/2016	Ing. López G.	
				Aprobó:	16/11/2016	Ing. López G.	Escala:
				UTA		Número del dibujo:	
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			MATRIZ GUÍA 3 PULGADAS	
						1:2	



# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA HIDRÁULICA PARA DOBLAR TUBERÍA REDONDA DE ACERO AL CARBONO DE TRES Y CUATRO PULGADAS CÉDULA 40 CON ÁNGULOS DE 0 A 90°

Carlos E. Chávez\*; Ing. Mg. Gonzalo López†

\*Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica  
Ambato, Ecuador, e-mail: carloschavez.eb@gmail.com

†Docente, Universidad Técnica de Ambato, FICM-Carrera de Ingeniería Mecánica.  
Ambato, Ecuador, e-mail: gelopez@uta.edu.ec

---

**Resumen:** El presente proyecto detalla el diseño de una máquina para doblar tubería redonda cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, para realizar el diseño se consideran algunos parámetros como: radio mínimo de curvatura, fuerza necesaria para doblar la tubería y método de doblado. La fuerza necesaria para deformar la tubería de estas características será proporcionada por una central hidráulica, el avance y retroceso del actuador hidráulico se controlará a través de una electroválvula (válvula direccional), por lo que es necesario el diseño de un circuito de mando que permitirá manipular la máquina mediante pulsadores. Los principales subconjuntos que conforman la máquina son: Central hidráulica, estructura, mecanismo y sistema eléctrico. Se detallará también los elementos necesarios para conformar cada subconjunto.

**Palabras clave:** actuador, circuito, electroválvula.

**Abstract:** This project details the design of a machine to bend pipe round three and four inches in diameter Schedule 40, for the design are considered some parameters such as: Minimum Radius of curvature, necessary force to bend the tubing, and bending method. Necessary force to deform the pipe with these characteristics is provided by a hydraulic power unit, the advance and retreat of the hydraulic cylinder is controlled by a Solenoid Valves (directional valve), so is necessary designing a control circuit, to operate to machine with push-buttons. The principal subsets to conform the machine are: hydraulic power unit, structure, mechanism and electric system. It will also detail the necessary elements to form each subset.

**Keywords:** cylinder, circuit, Solenoid

---

## I. INTRODUCCIÓN

La empresa “INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA” ubicada en la Panamericana sur km 5-1/2 vía a Riobamba de la ciudad de Ambato, provincia de Tungurahua, tiene la necesidad de implementar nueva maquinaria en sus instalaciones, permitiéndole así desarrollar nuevos productos, uno de los procesos más utilizados dentro de la industria es el proceso de doblado de material tubular, en la actualidad la empresa cuenta con dobladoras manuales diseñadas para tubos de hasta una pulgada

El artículo fue recibido 22 de agosto de 2016; este trabajo fue auspiciado en un 70 % del costo total de construcción por la empresa INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA bajo el tema de proyecto de titulación “Diseño y construcción de una máquina hidráulica para doblar tubería redonda de acero al carbono de tres y cuatro pulgadas cédula 40 con ángulos de 0 a 90°”. Carlos E. Chávez.

de diámetro, por lo tanto, el proceso de doblado dentro de la empresa se realiza de forma manual, esto demanda demasiado tiempo, también intervienen en el proceso varios operarios y es común que se presenten errores en los ángulos de doblado, la empresa pretende implementar una máquina dobladora con capacidad para deformar tubería cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, debido a estas dificultades y requerimientos no sería posible implementar una herramienta manual.

La máquina dobladora debe ser capaz de generar la fuerza necesaria para doblar la tubería de las características antes mencionadas, permitiéndole a la empresa realizar nuevos productos.

El presente proyecto se enfocará en el diseño de una máquina que le permita doblar tubería redonda cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, de acuerdo con los requerimientos de la empresa.

## II. METODOLOGÍA

### Doblado por estirado

Este método de doblado se usa comúnmente para curvar tubería de pared gruesa, los elementos necesarios son: matriz de conformado, matriz guía y la pieza de trabajo (tubo).

Una fuerza externa empuja la matriz hacia el tubo, presionándolo hasta que este se deforme adoptando la forma de la matriz. Las matrices guía mantendrán fijo el tubo mientras la matriz de conformado avanza y girarán conforme el tubo se deforme.

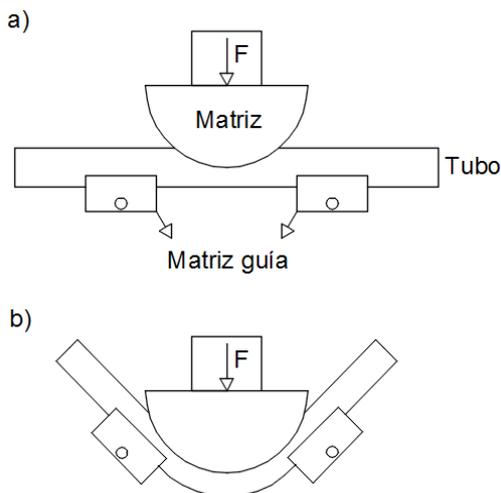


Fig. 1. Esquema del proceso de doblado, a) Inicio del proceso, b) Fin del proceso de doblado

#### Consideraciones para el diseño:

##### ➤ Radio de curvatura.

Las siguientes ecuaciones determinan el radio mínimo de curvatura que debe tener la matriz.

Cuando no se utiliza mandril  $RM = 3 * D$

Cuando se utiliza mandril  $RM = 1.5 * D$

Para el presente proyecto no se utilizará mandril por lo que se aplicará la ecuación  $RM = 3 * D$  para determinar el radio de curvatura mínimo y establecer las dimensiones de la matriz.

Radio de curvatura mínimo para la tubería de 4 pulgadas:

$$RM = 3 * 114,3$$

$$RM = 342,9 \text{ mm}$$

Se trabajará con un radio mínimo de curvatura

$$RM \cong 350 \text{ mm}$$

Radio de curvatura mínimo para la tubería de 3 pulgadas:

$$RM = 3 * 88,9$$

$$RM = 266,9 \text{ mm} \cong 300 \text{ mm}$$

Se trabajará con un radio mínimo de curvatura

$$RM \cong 300 \text{ mm}$$

Normalmente, las matrices que se fabrican para el doblado por estirado suelen tener una forma semicircular como se muestra a continuación:

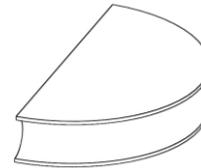


Fig. 2. Esquema de la matriz

Pero las dimensiones y el peso que supondría la fabricación de matrices con estas características para la tubería de tres y cuatro pulgadas cédula 40, serían demasiado grandes por lo que se elaborará una sección de la matriz, economizando costos y haciendo más manejable este elemento.

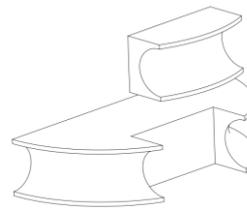


Fig. 3. Esquema de una sección de la matriz

##### ➤ Distancia entre ejes para matriz guía.

La distancia entre ejes debe permitir una deformación adecuada de la pieza de trabajo además será lo suficientemente amplia para permitir el paso de la matriz de conformado. (Ec. 1) [2]

Para determinar la distancia entre apoyos y verificar que la deformación del tubo sea adecuada se realizaron simulaciones del proceso de doblado y se estableció una distancia de 800 mm para la tubería de 4 pulgadas y 600 mm para la tubería de 3 pulgadas. (Ec. 2) [2]

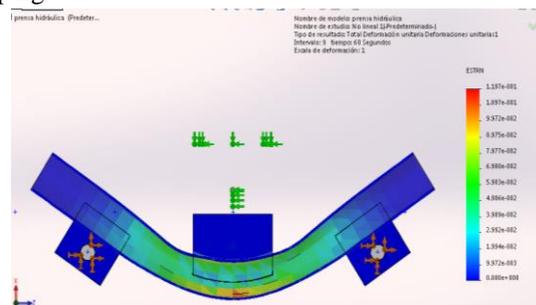


Fig. 4. Simulación del proceso de doblado por elementos finitos: tubería de 4 pulgadas

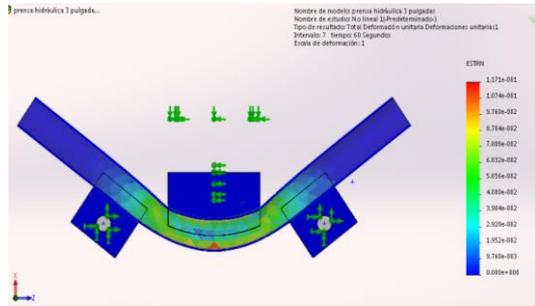


Fig. 5. Simulación del proceso de doblado por elementos finitos: tubería de 3 pulgadas

### 1. Cálculo de la fuerza de doblado.

El diseño de la máquina inicia con el cálculo de la fuerza necesaria para doblar la tubería de 4 pulgadas.

Considerando la pieza de trabajo como una viga, será necesaria una fuerza que supere el límite de fluencia del material de la viga para que se deforme plásticamente.

Utilizando la fórmula de esfuerzo por flexión:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

Se establece la siguiente ecuación que permite calcular la fuerza necesaria para curvar la tubería mediante el método de doblado por estirado.

$$F > \frac{S_y \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{8L \cdot D}$$

Donde:

$S_y$  = límite de fluencia del material del tubo

$D$  = Diámetro externo del tubo

$d$  = Diámetro interno del tubo

$L$  = Distancia entre ejes para matrices guía

Datos:

-  $D = 0,1143m$

-  $d = 0,10226m$

-  $L = 800 \text{ mm}$

-  $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

$$F > \frac{250 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot \pi \cdot [(0,1143m)^4 - (0,10226m)^4]}{(8)(0,8m)(0,1143m)}$$

$$F > 65846,883 \text{ N}$$

$$F \cong 70000 \text{ N}$$

### 2. Diseño del sistema hidráulico

La fuerza necesaria para deformar los tubos, será proporcionada por un actuador hidráulico, el mismo que se selecciona determinando el área y diámetro del émbolo:

$$F = P \cdot A \cdot 0.9$$

$$A = \frac{F}{P \cdot 0.9}$$

Donde:

$F$  = Fuerza requerida

$P$  = Presión que se ejercerá en el cilindro

$A$  = Área de la Superficie del émbolo

0.9 = coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del actuador

Datos:

$F = 70000N \cdot 2 = 140000$  Para evitar que la máquina trabaje a esfuerzos máximos

$P = 25 \text{ MPa}$  (Asumida)

$$A = \frac{F}{P \cdot 0.9}$$

$$A = \frac{140000 \text{ N}}{(25 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}) \cdot 0.9}$$

$$A = 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 6222,22\text{mm}^2$$

Calculo del diámetro del émbolo.

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(6222,22\text{mm}^2)}{\pi}}$$

$$d = 89,01 \text{ mm} \cong 100\text{mm}$$

Con el diámetro obtenido se selecciona un actuador hidráulico que se acople a las necesidades de la máquina.

### Caudal requerido por el sistema

$$Q = V \cdot A$$

Donde:

$$Q = \text{caudal del actuador} \frac{m^3}{s}$$

$$V = \text{Velocidad del vástago} \frac{m}{s}$$

$$A = \text{Área de la Superficie del actuador} \text{ m}^2$$

### Calculo de la velocidad de avance y retroceso:

$$V = \frac{L}{t}$$

Donde:

$L$  = Carrera del actuador

$t$  = Tiempo de desplazamiento

Si se estima un tiempo de 60 segundos en avance  $V_1$  y 45 segundos en retroceso  $V_2$  y se reemplaza los datos en la ecuación anterior, tenemos:

$$V_1 = \frac{0,8 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 0,0133 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_2 = \frac{0,8 \text{ m}}{45 \text{ s}} = 0,0178 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### Cálculo del área.

##### - Área de avance

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

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,1 \text{ m})^2$$

$$A = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

##### - Área de retroceso

$$A = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 - \text{área de vástago}$$

$$A = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2 - \frac{\pi}{4} * (0,0635 \text{ m})^2$$

$$A = 4,687 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

#### a. Caudal de avance.

$$Q_1 = (0,0133 \frac{\text{m}}{\text{s}}) * (7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$Q_1 = 1,044 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

#### b. Caudal de retroceso.

$$Q_2 = (0,0178 \frac{\text{m}}{\text{s}}) * (7,094 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$Q_2 = 8,343 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

#### Caudal máximo requerido por el sistema.

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = 1,044 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} + 8,343 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 1,878 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 11,27 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

#### Presión requerida por el sistema.

Una vez obtenidos los datos del actuador hidráulico se calcula la presión necesaria para el sistema.

$$F = P * A * 0,9$$

$$P = \frac{F}{A * 0,9}$$

$$P = \frac{140000 \text{ N}}{(7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2) * 0,9}$$

$$P = 19,816 \text{ MPa}$$

#### Selección y características de la bomba hidráulica:

- Presión: 23 MPa

- Desplazamiento volumétrico:  $6,67 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} / 0,41 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}$

La presión proporcionada por la bomba es mayor a la requerida por el sistema para cubrir las posibles pérdidas que se generen en el proceso de doblado.

#### Cálculo de la velocidad y potencia del motor eléctrico

##### - velocidad

$$Q = \frac{\text{Desplazamiento volumétrico} [\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}] * \text{Velocidad} [\text{rpm}]}{1000 * \text{Rendimiento}} [\frac{\text{l}}{\text{min}}]$$

$$11,285 \frac{\text{l}}{\text{min}} = \frac{6,67 [\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}] * V}{1000 * 0,9}$$

$$V = 1522,687 \text{ rpm}$$

##### - Potencia

$$Pr = \frac{Q [\frac{\text{m}^3}{\text{s}}] * P [\frac{\text{kN}}{\text{m}^2}]}{\eta} [\text{KW}]$$

Donde:

$Pr = \text{Potencia requerida}$

$Q = \text{Caudal del sistema}$

$P = \text{presión de trabajo}$

$\eta = \text{eficiencia}$

Se calcula la potencia necesaria para el avance del actuador ya que ahí se generará la máxima presión de trabajo

Datos:

$$\text{Presión de trabajo: } 19,816 \text{ MPa} = 19816 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Caudal de avance: } 1,047 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Eficiencia: } 0,8$$

#### Potencia necesaria para el avance

$$P = \frac{1,047 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 19816 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0,8} [\text{kW}]$$

$$P = 2,59 \text{ kW} = 3,47 \text{ HP}$$

La potencia del motor será aproximadamente 3 HP.

#### Selección y características del motor eléctrico

Velocidad: 1735 RPM

Potencia: 3 HP

#### Caudal proporcionado por la bomba

$$Q = \frac{6,67 * 1735}{1000 * 0,9} [\frac{\text{l}}{\text{min}}]$$

$$Q = 12,85 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$Q_B = \text{Caudal proporcionado por la bomba}$

$Q_R = \text{Caudal requerido por el sistema}$

$$12,85 \frac{Q_B}{\text{min}} > 11,285 \frac{l}{\text{min}}$$

De acuerdo con los cálculos realizados la bomba seleccionada es la adecuada para cumplir con los requerimientos del sistema.

### Dimensionamiento del depósito hidráulico:

La capacidad del depósito hidráulico será el triple que el caudal máximo de la bomba:

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * Q_B \frac{l}{\text{min}}$$

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * 12,85 \text{ litros} \\ = 38,55 \text{ litros}$$

Se diseña un depósito hidráulico que tenga una capacidad igual o mayor a la calculada

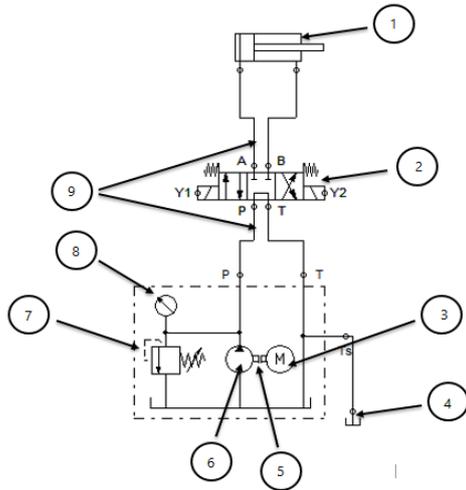


Fig. 6. Esquema del circuito hidráulico.

Entre los elementos necesarios para el funcionamiento del sistema hidráulico tenemos:

1. Actuador hidráulico.
2. Válvula direccional.
3. Motor eléctrico.
4. Depósito o tanque.
5. Acople motor-bomba (Matrimonio)
6. Bomba hidráulica.
7. Válvula de presión.
8. Manómetro.
9. Mangueras hidráulicas.
10. Fluido hidráulico.
11. Acoples hidráulicos.

### Máxima fuerza generada por la central hidráulica.

$$P = 23 \text{ MPa}$$

$$A = 7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F = P * A * 0,9$$

$$F = (23 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}) * (7,85 * 10^{-3} \text{ m}^2) * 0,9$$

$$F = 162495 \text{ N}$$

$$F \cong 165000 \text{ N}$$

La válvula reguladora de presión desempeña un papel importante en el sistema hidráulico ya que se encargará de mantener la presión en un rango de (9-10 Mpa) para generar la fuerza  $F = 70000 \text{ N}$  necesaria para deformar la tubería de 4 pulgadas cédula 40.

### 3. Diseño del mecanismo.

Los elementos que conforman el mecanismo son:

1. Eje para actuador.
2. Soportes para actuador.
3. Placas de sujeción.
4. Portamatrices.
5. Ejes para matriz guía.
6. Matriz y matrices guía.
7. Placa base.
8. Soporte.

Los elementos se diseñarán para soportar la fuerza  $F = 70000 \text{ N}$ , por seguridad algunos elementos deberán resistir la fuerza máxima generada por el sistema hidráulico entre los que tenemos (Eje para actuador, soportes para actuador, soporte).

Los elementos se diseñarán tomando un factor de seguridad  $n = 2$ , considerando que, si  $n > 1$ , el diseño es adecuado, y entre mayor sea  $n$ , más seguro será el diseño.

Todo el mecanismo es desmontable, para mayor facilidad cuando se requiera cambiar algún elemento o pieza.

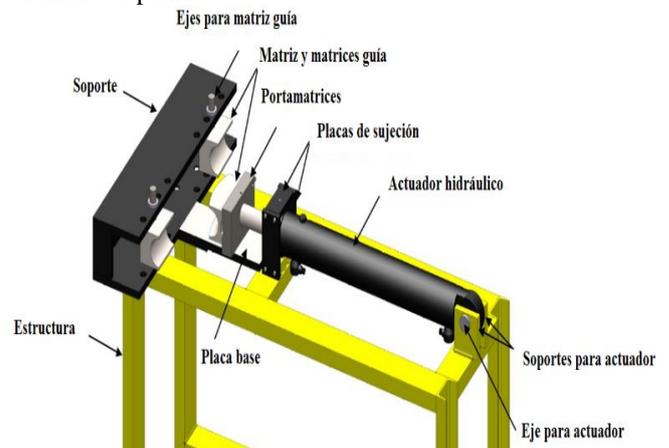


Fig. 7. Partes principales de mecanismo



-Se ejecuta el análisis y se obtienen los resultados necesarios para comprobar la resistencia de la estructura:

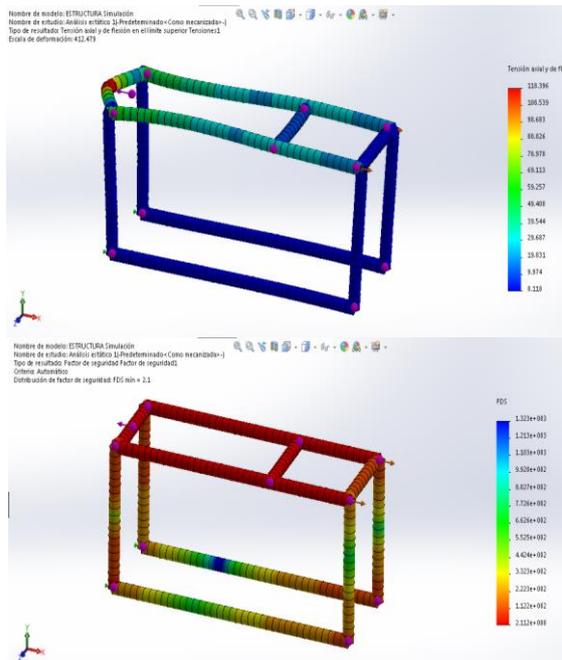


Fig. 12. Resultados del análisis de la estructura.

Esfuerzo máximo:

$$\sigma = 118,396 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$n = 2,1$$

El factor de seguridad mínimo proporcionado por la simulación es  $n = 2,1$  esto cuando se trabaje con tubería de 4 pulgadas cédula 40. Por lo que se puede concluir que la estructura soportará adecuadamente las cargas generadas por el proceso de doblado.

Se debe tener en cuenta que cuando se utilice la central hidráulica a su máxima capacidad (presión máxima: 23 MPa / Fuerza máxima: 165000 N), la estructura se debe reforzar.

### III. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Después de realizar los cálculos correspondientes se obtuvieron todos los materiales necesarios para la construcción de la máquina, además se seleccionaron todos los elementos que componen el sistema hidráulico, sistema eléctrico, etc. A continuación se muestra el ensamble final de la máquina dobladora construida:



Fig. 13. Ensamble final de la máquina dobladora

Se presenta también un esquema de la deformación de la tubería, realizada en un análisis por elementos finitos, con lo cual se determina la calidad de la deformación en las paredes de la tubería.

El ángulo máximo de doblado para la tubería de 4 pulgadas cédula 40 de acero al carbono es  $60^\circ$ , teniendo una deformación aceptable del elemento.

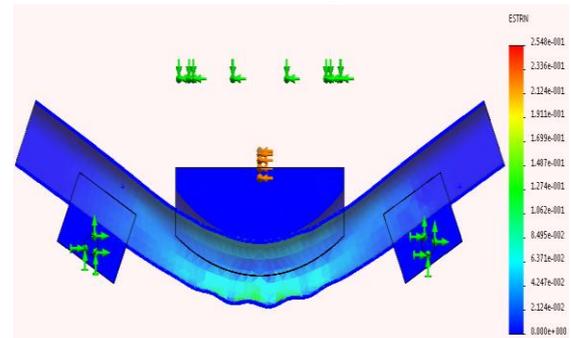


Fig. 14. Deformación en las paredes de la tubería de 4 pulgadas cédula 40

El ángulo máximo de doblado para la tubería de 3 pulgadas cédula 40 de acero al carbono es  $90^\circ$ , presentándose arrugas y aplastamientos en el elemento.

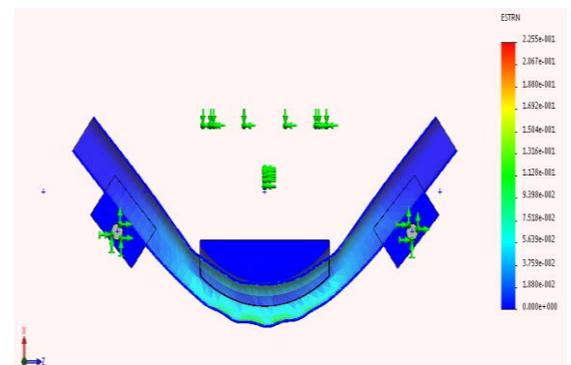


Fig. 15. Deformación en las paredes de la tubería de 3 pulgadas cédula 40

#### IV. CONCLUSIONES

- Se cumplió con el principal objetivo del presente proyecto que fue diseñar y construir una máquina para doblar tubería redonda cédula 40 de tres y cuatro pulgadas de diámetro, los ángulos máximos de doblado son de 60° para tubería de 4 pulgadas y 90° para tubería de 3 pulgadas.
- Por las características de la tubería a doblar, la calidad del tubo deformado será la siguiente: para tubos de 4 pulgadas cédula 40 de 0° a 35° buena calidad, de 35° a 60° se presentaran arrugas y aplastamientos. Para tubería de 3 pulgadas cédula 40 de 0° a 40° buena calidad, de 40° a 60° calidad regular o aceptable, de 60° a 90° se presentaran arrugas y aplastamientos.
- La fuerza de doblado necesaria para curvar la tubería cédula 40 de 4 pulgadas de diámetro está entre 65000 N - 70000 N por lo que se seleccionaron los elementos que mejor se acoplan a los requerimientos del diseño. La central hidráulica mediante el actuador hidráulico, puede generar una presión y fuerza máxima de 23 MPa y 165000 N respectivamente.
- Para la fabricación de los elementos del mecanismo se seleccionó materiales disponibles en el mercado local y de bajo costo, que cumplan con los requerimientos de factor de seguridad de la máquina ( $n \geq 2$ ). Los materiales más comunes fueron acero ASTM A36 (Estructura, matrices, etc.), AISI 1018 y AISI 4340 (ejes).
- La resistencia y estabilidad de la estructura garantizan un óptimo funcionamiento del mecanismo, por lo que se utiliza perfiles estructurales que brinden estas condiciones durante el funcionamiento, la estructura está diseñada para resistir una carga de 70000 N, con un factor de seguridad  $n = 2,1$ .
- El actuador hidráulico es accionado por una electroválvula (Válvula direccional) por lo que fue necesario el diseño de un circuito de mando, que cuenta con pulsadores, permitiendo así, la fácil manipulación de la máquina.
- La máquina puede adaptarse para doblar tubería de diámetros menores a 4 pulgadas y con espesores de hasta 5 mm únicamente fabricando las matrices con las dimensiones adecuadas.

#### V. REFERENCIAS

- [1] A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, Barcelona: Marcombo S.A., 2007, pp. 157-230.
- [2] F. Roca Ravell, Oleohidráulica básica: diseño de circuitos, Bogota: EDICIONES UPC, 2006.
- [3] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DoWolf y D. F. Mazurek, Mecánica de materiales, Quinta ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2010, pp. 216-218.
- [4] D. Merkle, B. Schrader y M. Thomes, «Hidráulica nivel básico TP 501,» [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/31369205/hidraulica-basico>. [Último acceso: 11 Enero 2016].
- [5] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, Manufactura, ingeniería y tecnología, Quinta ed., México D.F.: Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2008, pp. 448-449.
- [6] M. P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna: materiales procesos y sistemas, Tercera ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2007, pp. 474-476.
- [7] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava ed., México D.F.: McGraw-Hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2008, pp. 85-86.