



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 BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4” DE ESPALDA, 2” DE ALTO Y ¼” DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC”.

Autor: Jesús Alberto Pallo Silva

Tutor: Ing. Francisco Peña, Msc.

Ambato-Ecuador

2017

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

Yo ing. Francisco Peña 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 BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4’’ DE ESPALDA, 2’’ DE ALTO Y ¼’’ DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC” elaborado por el señor Jesús Alberto Pallo Silva, 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 revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluida y puede continuar con los trámites correspondientes.

Ambato 11 de agosto de 2017

.....

Ing. Francisco Peña, Msc.

Tutor

AUTORÍA DEL TRABAJO

Los criterios, contenidos, análisis y conclusiones emitidos en el presente trabajo con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4’’ DE ESPALDA, 2’’ DE ALTO Y ¼’’ DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC”. Son de exclusiva responsabilidad del autor.

Ambato 11 de agosto de 2017

EL AUTOR

.....

Jesús Pallo

C.I. 180497385-5

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 11 de agosto de 2017

EL AUTOR

.....

Jesús Alberto Pallo Silva

C.I. 180497385-5

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Jesús Alberto Pallo Silva de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4’’ DE ESPALDA, 2’’ DE ALTO Y ¼’’ DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC”.

Ambato, 11 de agosto de 2017

Para constancia firman:

.....

Ing. Mg. Gonzalo López

.....

Ing. Mg Oscar Analuisa

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado con todo mi cariño para mis padres Delia y Víctor 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. Francisco Peña quien me ayudó y oriento en la elaboración del presente tema, Al Ing. Luis Salan y la empresa INOX-TEC por brindarme su ayuda en el proceso de diseño y construcción del presente proyecto, 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
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS	XVIII
RESUMEN EJECUTIVO.....	XX
CAPÍTULO 1	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 2	3
2. Investigaciones previas	3

2.1. Fundamentación Legal	4
2.2. Fundamentación Teórica.....	5
2.2.1 El barolado	5
2.2.2. Barolado de planos.....	6
2.2.3. Barolado de no planos.....	6
2.2. Radio de doblado.....	11
2.1.2. Perfiles a barolar	13
2.1.3. Materiales para los rodillos	14
2.1.4. Partes de una máquina baroladora hidráulica.....	18
CAPÍTULO 3.....	25
3.1. Selección de alternativas	25
3.2. Cálculos del modelo Operativo	31
3.2.1. Cálculo de la fuerza de barolado para el perfil omega.....	31
3.2.1.1 Esfuerzo de flexión pura.	31
3.2.1.2 Propiedades de acero inoxidable AISI 304.	34
3.2.2. Cálculo de la fuerza de barolado para el perfil omega.....	35
3.2.3. Diseño del sistema hidráulico	36
3.2.4. Diseño del sistema mecánico	71
3.2.5. Coeficiente de roce estático	77
3.2.7. Diseño del sistema eléctrico.....	132

3.2.8.	Diseño de la placa base	135
3.3.	Presupuesto.....	140
3.3.1.	Costo de materiales	140
3.3.2.	Mano de obra.....	144
3.3.3.	Maquinaria y Herramientas.....	145
3.3.4.	Costo total	146
3.4.	Especificaciones técnicas	147
3.4.1.	Manual de operación y mantenimiento de la máquina baroladora	148
3.4.2.	Manual de mantenimiento.....	151
CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		153
4.1.	Conclusiones.....	153
4.2.	Recomendaciones.....	154
MATERIAL DE REFERENCIA		156
ANEXOS.....		159
ANEXO A. Características principales baroladora NARGESA MC650.....		160
ANEXO A1. Límite de fluencia Acero ST- 52.....		161
ANEXO A2. Límite de fluencia del hacer SAE 1045		161
ANEXO A3. Diagramas de empotramiento de vigas		162
ANEXO A4. Tablas de viscosidades		163
ANEXO A5. Tabla de temperaturas y viscosidades de elementos hidráulicos		164

ANEXO A6. Tabla de rugosidad estática del acero.....	165
ANEXO A7. Propiedades del acero AISI 4340	166
ANEXO A8. Propiedades del acero AISI 1018.....	167
ANEXO A9. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-529.....	168
ANEXO A10. Propiedades mecánicas del acero ASTM A- 36.....	169
ANEXO A11. Propiedades mecánicas del acero SAE 1010.....	170
ANEXO B:.....	171
ANEXO B1. Características del Actuador Hidráulico.....	172
ANEXO B2. Características de la bomba hidráulica.....	173
ANEXO B3. Características del motor eléctrico.....	174
ANEXO B4. Características del aceite hidráulico.....	175
ANEXO B5. Características de mangueras hidráulicas fabricados bajo norma SAE 100 R2AT / EN 853.....	177
ANEXO B6. Características de la válvula direccional	178
ANEXO B7. Características de la válvula reguladora de presión.....	179
ANEXO C: Selección de componentes del mecanismo	180
ANEXO C 1. Datos técnicos del motorreductor.....	181
ANEXO C2. Factor de forma de Lewis	182
ANEXO C3. Tablas de dimensiones de chavetas	182
ANEXO D:.....	183

ANEXO D. Rodamientos eje superior	184
ANEXO D1. Diagrama para la selección de la viscosidad cinemática requerida para un rodamiento.....	185
ANEXO D2. Conversión de la viscosidad V a la temperatura de funcionamiento	186
ANEXO D3. Datos técnicos de los rodamientos eje inferior.....	187
ANEXO E. Tablas de juntas soldadas.....	188
ANEXO F. Datos de la luz piloto	189
ANEXO G. Tablas de salarios mínimos sectoriales 2016, comisión sectorial N°8 “Metalmecánica”	190
ANEXO H. Característica del alambre de soldadura.....	191
ANEXO H.1. Comparación de los radios teóricos y reales de barolado	192
ANEXO I:	193
PLANOS	202

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Barolado de un perfil rectangular. [4, p. 5].....	5
Figura 2.2 Baroladora de planos [8, p. 15].....	6
Figura 2.3 Barolado de no planos [1, p. 25].....	7
Figura 2.4 Barolado de diferentes tipos de perfiles [9, p. 24].....	7
Figura 2.5 Disposición de los rodillos en forma de pirámide [9, p. 17].....	8
Figura 2.6 Baroladora de tres rodillos [10, p. 32].....	9
Figura 2.7 Baroladora tipo Pinch [10, p. 32].....	9
Figura 2.8 Baroladora tipo zapato Tsih [9, p. 47].....	10
Figura 2.9 Baroladora manual [1, p. 36].....	10
Figura 2.10 Baroladora universal de perfiles [6, p. 37].....	11
Figura 2.11 Dimensiones y términos en el doblado de tubos [10, p. 475].....	11
Figura 2.12 Ángulos y radios en la recuperación elástica, γ es el ángulo de doblado que se desea obtener luego de la recuperación [2, p. 275].....	12
Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo [6, p. 45].	15
Figura 2.14 Diagrama de fuerza cortante y momento flector. [6, p. 56].....	15
Figura 2.15 Rodillo deformador de baroladora [9, p. 75].....	18
Figura 2.16 Sistema Hidráulico básico [2, p. 27].....	20
Figura 2.17 Partes de un actuador hidráulico simple [15, p. 32].....	21
Figura 2.18 Esquema y símbolo del filtro hidráulico [2, p. 16].....	24

Figura 3.1	Árbol de selección de alternativas para el tipo de baroladora	28
Figura 3.2	Árbol de decisiones para el tipo de accionamiento	29
Figura 3.3	Perfil omega usado en el diseño de tanques de almacenamiento	31
Figura 3.4	Condiciones iniciales para el cálculo de la fuerza de barolado	32
Figura 3.5	Diagrama de cuerpo libre del perfil	32
Figura 3.6	Diagrama de cortantes en el perfil omega	32
Figura 3.7	Diagrama del momento flector máximo	33
Figura 3.8	Cálculo de reacciones	37
Figura 3.9	Área de avance y retroceso en el actuador hidráulico	43
Figura 3.10	Bomba hidráulica CASAPPA.....	45
Figura 3.11	Motor eléctrico ABB	47
Figura 3.12	Curva de viscosidad fluido hidráulico grado ISO 32, 46 y 68. [9, p. 15].....	50
Figura 3.13	Aceite hidráulico Rando oil HD 68	51
Figura 3.14	Ubicación de las mangueras en el circuito hidráulico	54
Figura 3.15	Mangueras hidráulicas armadas RECFLEXHOSE	55
Figura 3.16	Esquema del circuito hidráulico	65
Figura 3.17	Válvula FluiDyne 4/3 vías	66
Figura 3.18	Válvula limitadora de presión PRINCE	67
Figura 3.19	Acople motor-bomba (Matrimonio)	68
Figura 3.20	Acoplamiento entre motor-bomba.....	68

Figura 3.21 Manómetro de 250 Bar	68
Figura 3.22 Acople motor bomba	69
Figura 3.23 Neplos Hidráulicos	70
Figura 3.24 Esquema del depósito hidráulico	71
Figura 3.25 Esquema del ensamble estructura-mecanismo	73
Figura 3.26 Reacciones generadas en los apoyos	74
Figura 3.27 Deformación del perfil.....	74
Figura 3.28 Radio de curvatura máximo obtenible de los perfiles a barolar	76
Figura 3.29 Torque distribuido de la máquina baroladora	79
Figura 3.30 Esquema de accionamiento de los rodillos inferior y superior	82
Figura 3.31 Eje deformador superior	84
Figura 3.32 Eje deformador superior	86
Figura 3.33 Diagrama de cuerpo libre del eje superior	86
Figura 3.34 Diagrama de cortantes y momento flector plano x-y del eje superior	89
Figura 3.35 Diagrama de cortantes y momento flector plano x-z.....	89
Figura 3.36 Eje deformador inferior	93
Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre eje inferior	93
Figura 3.38 Diagrama de corte y momentos del eje inferior plano X-Y.....	96
Figura 3.39 Diagrama de cortante y momentos plano z-x eje inferior.....	96
Figura 3.40 Brazo giratorio	104

Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre del brazo giratorio	104
Figura 3.42 Sección transversal brazo giratorio y soporte	105
Figura 3.43 Sección transversal del brazo giratorio.....	107
Figura 3.44 Mecanismo de eje central y brazo guía.....	108
Figura 3.45 Desplazamiento del brazo guía	109
Figura 3.46 Momento máximo generado en el eje guía.....	110
Figura 3.47 Esquema del eje para el actuador.....	112
Figura 3.48 Fuerza aplicada al eje del actuador	114
Figura 3.49 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector del eje para el actuador	115
Figura 3.50 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del soporte	116
Figura 3.51 Dimensiones de las placas soporte de los actuadores	118
Figura 3.52 Chaveta eje superior	120
Figura 3.53 Rodamiento de rodillo [13].....	124
Figura 3.54 Patrón de diseño de una junta soldada [13, p. 465]	129
Figura 3.55 Circuito de mando del motor eléctrico y actuador hidráulico	132
Figura 3.56 Circuito de potencia del motor eléctrico.....	133
Figura 3.57 Dimensiones de la estructura.....	135
Figura 3.58 Geometría de la estructura de la baroladora	136
Figura 3.59 Generar el espesor de la placa/ Estructura.....	136

Figura 3.60 Definición de la fuerza al sistema de análisis.....	137
Figura 3.61 Generación de mallado	137
Figura 3.62 Deformaciones producidas en la estructura.....	138
Figura 3.63 Determinación del factor de seguridad de la estructura.....	138
Figura 3.64 Conjunto armado de la estructura y mecanismo.....	139
Figura 3.65 Elementos principales de la máquina dobladora	147

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Propiedades Químicas del acero AISI 304	14
Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del acero AISI 304	14
Tabla 2.3 Propiedades mecánicas del acero AISI 1045	14
Tabla 3.1 Alternativas de máquina baroladora de perfiles.....	25
Tabla 3.2 Matriz de selección del tipo de baroladora	29
Tabla 3.3 Valoración de parámetros de diseño.	30
Tabla 3.4 Propiedades mecánicas del acero AISI 304 [13] p. 1024	34
Tabla 3.5 Relación entre tipo de bomba, temperatura y grado de viscosidad ISO.	51
Tabla 3.6 Recomendaciones para velocidades máximas de flujo	52
Tabla 3.7 Factor de corrección b.....	62
Tabla 3.8 Coeficiente geométrico ξ	62
Tabla 3.9 Lista de acoples hidráulicos	69
Tabla 3.10 Lista de acoples para el sistema hidráulico	70
Tabla 3.11 Calculo de deformaciones máximas del perfil	75
Tabla 3.12 Calculo del radio de curvatura máximo del perfil.....	76
Tabla 3.13 Datos de los engranajes para transmitir potencia.....	80
Tabla 3.14 Propiedades mecánicas del acero AISI 4340	85
Tabla 3.15 Propiedades del acero A 529.....	105

Tabla 3.16 Elementos necesarios para la construcción de la estructura	139
Tabla 3.17 Costos de componentes del sistema hidráulico.....	140
Tabla 3.18 Costos de materiales del sistema hidráulico	141
Tabla 3.19 Costos de Mangueras hidráulica	142
Tabla 3.20 Costo total del sistema hidráulico	142
Tabla 3.21 Costo de la estructura.....	142
Tabla 3.22 Costos de materiales para el mecanismo.....	143
Tabla 3.23 Costos de materiales para el sistema eléctrico	144
Tabla 3.24 Costos de mano de obra para la construcción	145
Tabla 3.25 Costos de máquinas herramientas	145
Tabla 3.26 Costo total para la construcción de equipo	146
Tabla 3.27 Datos técnicos de la máquina.....	147
Tabla 3.28 Cronograma de mantenimiento.....	152

RESUMEN EJECUTIVO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4’’ DE ESPALDA, 2’’ DE ALTO Y ¼’’ DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC”

Autor: Jesús Alberto Pallo Silva

Tutor: Ing. Francisco Peña, Msc.

Para iniciar el diseño mecánico primero se realizó una búsqueda detallada y exhaustiva de información acerca del proceso de barolado de perfiles, como también de los diferentes tipos de máquinas utilizadas para este fin. Con la información encontrada se logró determinar los parámetros básicos iniciales con los que empezamos nuestros cálculos.

Para seleccionar la máquina baroladora adecuada se realizó un árbol de ponderaciones tomando en cuenta características como: Precio, disponibilidad de materiales en el mercado local, consumo energético, transmisión de potencia. Finalmente se eligió la opción con mayor puntaje de acuerdo a nuestros parámetros de selección y que mejor se adapte a nuestras necesidades, posteriormente se inició con los cálculos necesarios para el diseño del equipo así como también la selección de los elementos que conforman al mismo.

Para el dimensionamiento general de la máquina se partió del cálculo de la distancia de los rodillos deformadores y de la fuerza necesaria para deformar plásticamente el perfil omega, con esta fuerza se dimensiona el circuito hidráulico y se determina la potencia del motorreductor para el sistema mecánico de la máquina.

ABSTRACT

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4’’ DE ESPALDA, 2’’ DE ALTO Y ¼’’ DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC”

Author: Jesús Alberto Pallo Silva

Advisor: Ing. Francisco Peña, Msc.

SUMMARY

The present project details the design and construction of an electromechanical blower for folding omega-type profiles up to 4 inches back, 2 inches high, and ¼ thick for the stainless steel tanks constructions. For the machine design were considered some parameters such as maximum radius of curvature, plastic deformation of stainless steel AISI 304 and different types of bulldozers. An alternatives analysis was performed to determine the best design option, establishing the technical parameters necessary to meet the requirements of the company. The force required to plastic deform the profile will be supplied by a hydraulic power plant which in turn drives a double acting actuator that is controlled by means of a directional valve which allows to govern the forward and backward of the same to give the profile the radius Of desired bending, so it is necessary to design a control circuit that allows to control the machine in a safe way. The principal systems systems that make up the profile metal forming machine are: Hydraulic power station, structure, Deforming rollers mechanism and the control system. Some safety parameters were also established to handle the equipment safely, so a maintenance schedule was developed.

KEYWORDS: Directional valve, cylinder, Plastic deforming.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1.1. Tema:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA BAROLADORA DE PERFILES TIPO OMEGA DE 4'' DE ESPALDA, 2'' DE ALTO Y ¼'' DE ESPESOR PARA LA FABRICACIÓN DE TANQUES DE ACERO INOXIDABLE EN LA EMPRESA INOX - TEC.

1.2. Justificación

La empresa INOX- TEC se encuentra ubicada en la actualidad en la ciudad de Ambato en la carretera Panamericana en la parroquia Cunchibamba, sus actividades económicas son la fabricación de todo tipo de tanques en acero inoxidable para transporte y almacenamiento de alimentos y combustibles para lo cual requieren de procesos de fabricación que cumplan altos estándares de calidad .

La importancia de realizar el presente estudio, es desarrollar nuevas formas tecnológicas para solucionar problemas que se encuentran presentes en la empresa INOX - TEC. Para rigidizar el cuerpo del tanque, se utiliza perfiles tipo omega conformado en frio y por medio de un proceso manual y el cual es tercerizado; razón por la que se evidencia como resultado de este proceso que el perfil omega presenta deformaciones en el material.

Para el proceso de barolado existen métodos diferentes al proceso manual, los cuales se analizaran con el objetivo de seleccionar el más adecuado para el mejoramiento del proceso. Esto ayudara considerablemente al proceso productivo de fabricación de tanques de acero inoxidable, disminuyendo los tiempos de entrega de sus productos; y a su vez

disminuir el desperdicio de material, lo cual significa pérdidas económicas por el costo del acero inoxidable. Un punto importante a considerar es el costo que representa por la tercerización de este tipo de elementos.

En esta tesis se aplicará los conocimientos adquiridos durante la carrera, lo cual contribuye al desarrollo de competencias necesarias en el ámbito laboral. Conocimientos con los que se propone desarrollar una máquina, cuyas características sean: buen funcionamiento y rendimiento en el barolado de perfiles tipo omega, y también contribuyendo al mejoramiento de este proceso, en la empresa para la cual se realiza el presente tema.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar y construir una baroladora de perfiles tipo omega de 4'' de espalda, 2'' de alto y ¼'' de espesor, como capacidad máxima de la máquina para la fabricación de tanques de acero inoxidable para la empresa INOX – TEC.

1.3.2. Objetivos Específicos

- Determinar qué tipo de mecanismo es el más adecuado para realizar el proceso de barolado de perfiles.
- Seleccionar la alternativa más adecuada para el barolado de perfiles tipo omega.
- Diseñar el sistema hidráulico y seleccionar los componentes y accesorios necesarios para su correcto funcionamiento.
- Diseñar y construir una máquina baroladora para el perfil tipo omega.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTACIÓN

2. Investigaciones previas

En universidades cercanas y en la nuestra se han realizado investigaciones similares a este tema, pero se debe de aclarar que los parámetros del presente diseño varían considerablemente debido a que las dimensiones del perfil que se va a trabajar en este proyecto son diferentes. A continuación se presenta los títulos de los trabajos realizados.

López Sánchez Fabián Augusto [1] “Diseño y construcción de una baroladora eléctrica semiautomática de dobles de tubo para disminuir las marcas al momento de realizar la conformación.” Este proyecto consta con el diseño y la construcción de una baroladora de tubos la misma que permite disminuir arrugas propias del proceso de barolado, en este trabajo se determinan parámetros importantes en el diseño como materiales adecuados para los rodillos deformadores y tipo de transmisión de potencia.

Mejía Ordoñez Danny Wilfrido [3] “Estudio del proceso de barolado de láminas metálicas y su incidencia en el tiempo de operación en la fabricación de tanques inoxidables en la empresa INOX- TEC de la ciudad de Latacunga. “ En este trabajo se determinan parámetros necesarios para una buena selección de alternativas de máquinas baroladoras de placas metálicas, consta también con selección de materiales adecuados para la fabricación de ejes que soporten grandes cargas y no sean voluminosos.

Chávez Bonito Carlos Efraín [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 90°.” La implementación de maquinaria en las empresas metalmecánicas ayuda al desarrollo de nuevos y mejores productos en este trabajo se indica el diseño y la

construcción de una máquina dobladora de tubos por arrastre, se llega a determinar parámetros para una buena selección del fluido hidráulico para garantizar un óptimo desempeño de la central hidráulica.

Guano Zambrano Edgar Fernando [4], “Diseño y construcción de una baroladora para tubo rectangular y redondo para la empresa NOVACERO.” El desarrollo del presente tema tiene como finalidad brindar a la industria metalmeccánica una solución para el conformado mecánico en campo de productos que tienen tubos estructurales conformados, dentro del montaje de la estructura para invernaderos. En este trabajo se propone un diseño de una máquina baroladora robusta y a la vez transportable a la zona de trabajo, también se llega a determinar diámetros recomendados para los rodillos deformadores de la máquina.

Moreno Flores Giovanni Patricio [5], “Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático.” El desarrollo de maquinaria adecuada para el doblado de tubos permite aumentar la eficiencia y productividad de las empresas aumentando la producción y bajando costos de mano de obra en este trabajo se detalla la selección de materiales para la construcción de la máquina como también se muestra el análisis de la misma en un programa de elementos finitos.

Giovanni Patricio Moreno Flores [6] “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOBLADORA DE TUBOS HIDRÁULICA CON ACCIONAMIENTO AUTOMÁTICO” 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, en este trabajo se destaca la importancia de usar sistemas hidráulicos en máquinas herramientas debido a que estos ayudan a controlar el equipo con gran precisión y su mantenimiento no presenta mayores dificultades.

2.1. Fundamentación Legal

Para desarrollar el presente proyecto se basa en reglamentos y normas establecidas para el diseño mecánico los cuales nos dan parámetros que deben cumplir nuestros diseños con

el fin de que estos sean seguros para los operarios además de ser ergonómicos. El desarrollo del presente trabajo de investigación se basa en las siguientes normas técnicas.

- NOM-112-STPS-1994. Seguridad en máquinas herramientas denominadas roladoras, formadoras y curvadoras.
- NTE INEN 134:2009. Ensayo de doblado para tubo de acero de sección circular.
- NTP 131. Cilindros curvadores de chapa.
- NTE INEN 110:1975. Ensayo de doblado para el acero
- NTE INEN 1 623:2009. Aceros perfiles estructurales conformados en frio. Requisitos e inspección.
- NCh201.OF68 Acero- Ensayo de doblado de planchas superior o igual a 3mm barras y perfiles.

2.2. Fundamentación Teórica

2.2.1 El barolado

Es una de las más importantes operaciones de conformado mecánico, en el cual el metal adquiere nuevas formas gracias al movimiento y al flujo plástico. Estos movimientos realizan el alargado y la contracción del elemento en todo su volumen en sus tres direcciones ortogonales; en donde la forma final de la pieza es la integración de todos estos movimientos [3, pp. 1-2].



Figura 2.1 Barolado de un perfil rectangular. [4, p. 5]

Según [5, p. 31] el proceso de barolado mecánico para perfiles emplea rodillos para someter a la pieza de acuerdo a su tipo y al sentido de su geometría a una deformación

controlada, que genera esfuerzos de compresión en el interior de la curva y esfuerzos de tracción en el exterior de la misma como se puede ver en la Figura 2.1. En términos generales el barolado es un proceso mecánico en el cual se hace pasar un material a través de los rodillos que ejercen presión en la pieza a barolar. Este proceso se emplea a nivel industrial en el laminado (Proceso para reducir el espesor de una lámina metálica), en el curvado de planos y no planos (proceso para curvar placas y perfiles) y en la manufactura de tubería. 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 debido a que su momento de inercia aumenta ejemplo de ello son los rebordes, los canales [6, p. 83].

2.2.2. Barolado de planos

Aquí se hace referencia al trabajo de doblar láminas utilizando un radio relativamente amplio como se muestra en la Figura 2.2 con el fin de obtener la forma curva deseada. Este proceso se emplea por lo general en la fabricación de cilindros para tanques, conos para decantadores, entre otras formas cilíndricas tales como las chimeneas de estufas, bajantes de canales, etc. [7, p. 11].



Figura 2.2 Baroladora de planos [8, p. 15]

2.2.3. Barolado de no planos

En este proceso se encuentra el barolado de perfiles, para este fin las maquinas baroladoras se encuentran equipadas con soportes de apertura, cierre manual, extensiones para incorporar rodillos para el curvado del perfil, pedales para la rotación de los rodillos y protecciones de seguridad como se muestra en la Figura 2.3, en el proceso de rolado de

perfiles por lo general se lo utiliza en la fabricación de arcos arquitectónicos, pórticos curvos, arcos para túneles, etc. [3, p. 12].



Figura 2.3 Barolado de no planos [1, p. 25]

El barolado de perfiles es una deformación controlada que se realiza sobre una amplia gama de perfiles para poder obtener una curva deseada sobre ellos como se ve en la Figura 2.3 y 2.4

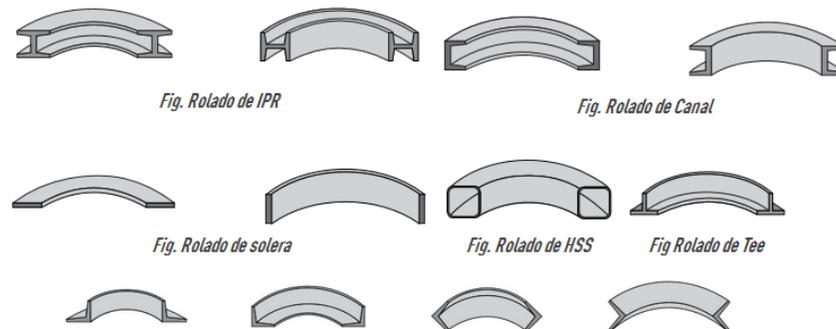


Figura 2.4 Barolado de diferentes tipos de perfiles [9, p. 24]

El proceso más frecuente y accesible de barolado de perfiles suele ser el proceso en frío el cual por medio de un juego de tres rodillos o los cilindros deformadores controlados hidráulicamente someten a los perfiles a un proceso de deformación controlada que evita que las tensiones excesivas de las caras exteriores traccionadas se desgarran y puedan dar origen a la formación de grietas en el material, y que en las caras interiores comprimidas aparezcan arrugas [1, pp. 20-21].



Figura 2.5 Disposición de los rodillos en forma de pirámide [9, p. 17]

Para cada tipo de perfil y para cada dimensión se debe contar con un juego de rodillos que se adapte a la forma del perfil a rolar como se ve en la Figura 2.5. En lo referente al rolado de perfiles se pueden realizarlo en cualquier sentido de su geometría, aunque hoy en día existen ciertos rodillos de curvatura mínima que pueden variar según las distintas formas geométricas y los espesores. Estas limitaciones vienen dadas por las características de los equipos disponibles, por lo que es aconsejable verificar estas condiciones antes de completar el diseño final de un perfil [3, p. 5].

2.2.4. Equipos de barolado

Por lo general las baroladoras son de mucha utilidad en la metalmecánica para el doblado de láminas o perfiles metálicos se las puede encontrar tanto en empresas como en talleres las más comunes son las baroladoras de tres rodillos aunque en algunos casos se pueden encontrar máquinas de cuatro rodillos. [4, p. 13].

2.2.5. Baroladora de tres rodillos

Este tipo de baroladoras pueden ser simétricas o asimétricas (Figura 2.6), en la cual el rodillo superior es fijo mientras que los rodillos inferiores poseen un movimiento independiente uno con respecto al otro, lo cual permite realizar el barolado de la pieza obteniendo como resultado final el curvado deseado del perfil [9, p. 15].



Figura 2.6 Baroladora de tres rodillos [10, p. 32]

2.2.6. Baroladora tipo Pinch



Figura 2.7 Baroladora tipo Pinch [10, p. 32]

Este tipo de baroladora (Figura 2.7) está formada de tres rodillos los cuales sus centros forman un triángulo isósceles, cuyo vértice superior es el centro del rodillo de mayor diámetro el cual se puede graduar y a su vez es el que transmite la fuerza de dobléz. Los rodillos inferiores de esta baroladora son de menor diámetro respecto al rodillo superior y no poseen tracción, su funcionamiento se debe al roce con el material, estos rodillos tienen una posición fija. De manera general el movimiento de estos rodillos se realiza por medio de motores, la velocidad de estos es controlada por medio de un sistema de engranes [6, p. 14].

2.2.7. Baroladora tipo Tsih

Este tipo de baroladora también se encuentra formada de tres rodillos, en la cual los dos rodillos (los rodillos pequeños), transmiten el movimiento además estos permanecen fijos durante el proceso de barolado, son graduables dependiendo del espesor del material, en cambio el tercer rodillo es el que regula la curvatura gracias a que posee movimiento en

dirección diagonal (Figura 2.8), gira por medio del rozamiento con la pieza, la entrada del material se la realiza por los rodillos fijos, el movimiento lo dan motores, cuya velocidad de giro se la controla por medio de un sistema de engranajes [5, p. 20].



Figura 2.8 Baroladora tipo zapato Tsih [9, p. 47]

2.2.8. Baroladora manual



Figura 2.9 Baroladora manual [1, p. 36]

Este tipo de baroladora está formada de tres rodillos, su funcionamiento es manual, por lo general el movimiento de los rodillos inferiores es realizado por medio de una manivela como se muestra en la Figura 2.9, la velocidad de giro la controla el operador. Este tipo de baroladoras no necesitan de mucho esfuerzo debido a que en ella se realiza el doblado de placas finas o delgadas. 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 [1, p. 15].

2.2.9. Baroladora universal de perfiles



Figura 2.10 Baroladora universal de perfiles [6, p. 37]

Esta baroladora cuenta con tres rodillos, el superior que es fijo y dos inferiores que poseen movimiento independiente uno con respecto del otro, estos rodillos giran con tracción motorizada, poseen una superficie liza lo que permite tener un curvado óptimo de los perfiles de cualquier tipo sin causar daño en la superficie según se muestra en la Figura 2.10 de acuerdo a [5, p. 39].

2.2. Radio de doblado

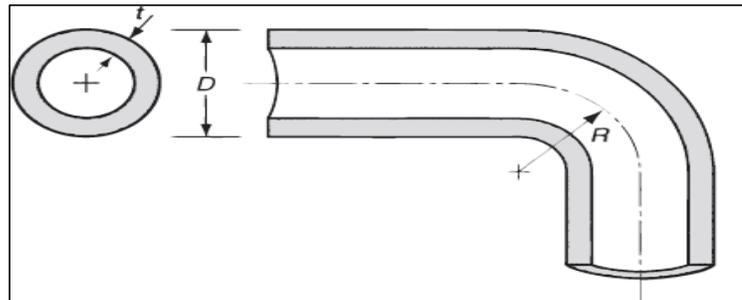


Figura 2.11 Dimensiones y términos en el doblado de tubos [10, p. 475]

Debido a las fuerzas que se aplican en el proceso de doblado existe la tendencia de que el perfil presente deformaciones no deseadas, por las tensiones en la pared externa y compresión en la pared interna del material y en la zona de la curva (Figura 2.11), por tal motivo se ha establecido radios mínimos de doblado R para evitar este tipo de problemas, 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 [10, p. 72].

2.1.1.1. Recuperación elástica

Cuando la presión de doblado se retira, la energía elástica permanece en la parte doblada haciendo que la pieza recobre parcialmente su forma original. A este efecto se lo conoce como recuperación elástica o también sprigback y se lo define como el incremento del ángulo comprendido por la parte doblada y con relación con el ángulo de la herramienta formadora una vez que esta se retira. Este fenómeno se puede ver en la Figura 2.12 y se la puede calcular por medio de la siguiente expresión [9, p. 30].

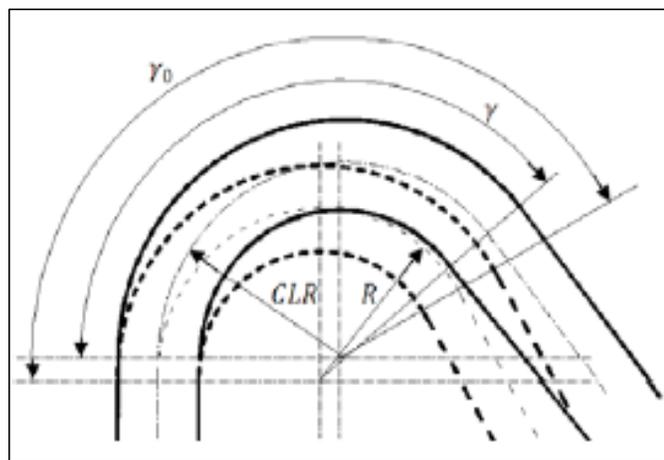


Figura 2.12 Ángulos y radios en la recuperación elástica, γ es el ángulo de doblado que se desea obtener luego de la recuperación [2, p. 275]

$$SB = \frac{R_o + \frac{t}{2}}{R_f + \frac{t}{2}} \quad \text{Ecuación 2.1 [6, p. 37]}$$

Donde

SB= Recuperación elástica

Ro= Radio inicial

Rf= Radio final

t= Espesor

Aunque no tan fácil de detectar como se muestra en la Figura 2.12 ocurre un incremento en el radio de barolado debido a la recuperación elástica. La magnitud de recuperación elástica se incrementa por el módulo de elasticidad ϵ y la resistencia a la fluencia σ del metal de trabajo. El grado de recuperación elástica depende de los siguientes factores.

- Resistencia del material
- Espesor del material
- Ángulo del plegado
- Radio de la matriz o herramienta
- La separación entre la matriz y el punzón
- Las condiciones de lubricación

Las diferentes durezas del material con el que se trabaja dan lugar a un comportamiento distinto durante la operación de conformado. Principalmente cuando se ejecutan curvas de 90° , las piezas presentan una tendencia natural de tratar retornar a su estado inicial, sin embargo se puede lograr una compensación para la recuperación elástica por varios métodos sin embargo el más común es el sobre doblado en el cual, el ángulo del punzón y su radio se los fabrica ligeramente menores que el ángulo especificado en la parte final, de manera que la lámina regrese al valor deseado, o las piezas son dobladas hasta una medida mayor a la deseada de tal manera que al reaccionar por acción de la recuperación elástica, se puede obtener el ángulo de doblado deseado [4, p. 35].

2.1.2. Perfiles a barolar

Los perfiles que se doblaran son de diferente clase como omegas, tubería, perfil rectangular de acero inoxidable 304, este tipo de materiales son los que utiliza la empresa INOX-TEC en la fabricación de la estructura de los tanques de almacenamiento de agua y otros tipos de fluidos.

2.1.2.1. Características del material a utilizar

1. Composición química

Tabla 2.1 Propiedades Químicas del acero AISI 304

Composición %, máx.						
C	Mn	Si	Cr	Ni	S	P
0,08	2,00	1,00	18,0-20,0	8,0-10,0	0,03	0,045

Fuente: [11, p. 29]

2. Propiedades mecánicas

Tabla 2.2 Propiedades mecánicas del acero AISI 304

Composición %, máx.				
Resistencia mecánica		Punto de fluencia		Elongación % Min.
<i>Kg/mm²</i>	<i>Psi</i>	<i>Kg/mm²</i>	<i>Psi</i>	
310	45	620	90	30-35

Fuente: [11, p. 29]

2.1.3. Materiales para los rodillos

En las maquinas baroladoras los rodillos son uno de los elementos de mayor importancia en lo que se refiere a la vida útil como también en los costos por tal motivo el material usado de preferencia para su fabricación es el acero AISI 1018, AISI 1045 forjado o simplemente el AISI 1045 realizado un tratamiento térmico, debido a que los rodillos se someten a desgaste, en el caso de que se tengan esfuerzos extremos se puede utilizar el acero AISI 4340 o de características similares a este, además deben de ser diseñados de manera que puedan ser reemplazados fácil y rápidamente [3, p. 18].

Tabla 2.3 Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

AISI 1045				
Resistencia mecánica		Punto de fluencia		Elongación % Min.
<i>Kg/mm²</i>	<i>MPa</i>	<i>Kg/mm²</i>	<i>Mpa</i>	
60,7	637,7	42,2	413,8	23

Fuente: [11, p. 29]

2.1.3.1. Parámetros de doblado

Los parámetros que rigen para poder realizar el barolado son básicamente:

- Capacidad del ángulo de doblado.
- Capacidad de radio de doblado.
- Característica y especificaciones técnicas del perfil a doblar.

2.1.3.2. Fuerza de barolado

La fuerza que se requiere para realizar el doblado depende de varios parámetros como son: la geometría de los rodillos deformadores, espesor y ancho del perfil que se doblara y la resistencia del material. La fuerza máxima de doblado se puede estimar por medio de un análisis que se basa en el doblado de una viga empotrada en uno de sus extremos [6, p. 23].

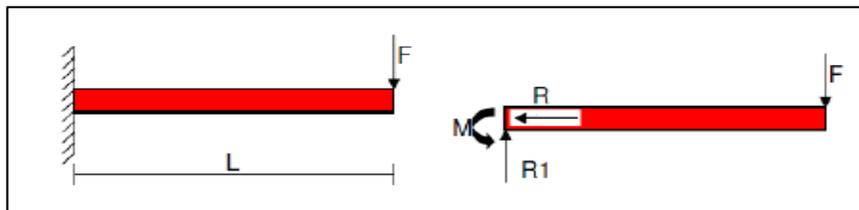


Figura 2.13 Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo [6, p. 45]

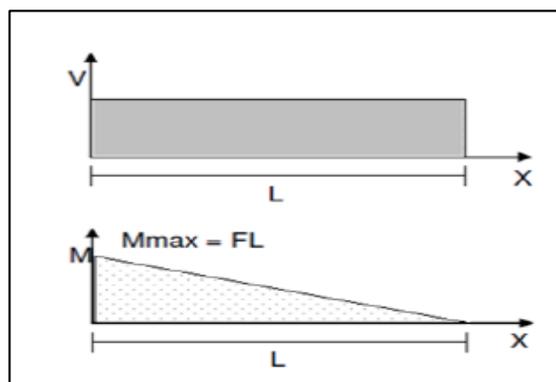


Figura 2.14 Diagrama de fuerza cortante y momento flector. [6, p. 56]

Si analizamos los diagramas de cuerpo libre y momentos flectores, mostrados en las Figura 2.13 y 2.14 puede verse que la viga experimenta esfuerzos de flexión en la sección

trasversal a lo largo de toda su longitud, además puede verse que el esfuerzo de flexión tiene un valor máximo en el extremo izquierdo, es decir en el extremo opuesto al cual es aplicada la fuerza F, pues allí el valor del momento flexionante es el mayor.

Según [6, p. 24] para realizar el doblado de un perfil es necesario aplicarle a este una fuerza tal que genere un esfuerzo mayor al esfuerzo de fluencia del material, para que haya deformación plástica, la ecuación para calcular el esfuerzo de flexión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 2.2 [6, p. 24]}$$

Donde

M= Momento interno resultante

C= Distancia desde el eje neutro hasta el punto donde se calculara el esfuerzo

I= Momento de inercia de la sección

2.1.3.3. Capacidad del radio de giro

La capacidad del radio mínimo del doblado en una operación está fijada por el fabricante de la máquina o a pedido del cliente que desea la máquina tomando en cuenta evitar que las superficies que se someten a esfuerzos de deformación se agrieten, arruguen, aplasten o se rompan. El radio mínimo de doblado de tubos redondos suele expresarse en múltiplos del diámetro exterior. Así, un radio de doblado de 3D indica que el tubo se puede doblar con un radio igual a tres veces del diámetro del tubo, sin que en él se produzcan grietas [2, p. 8].

2.1.3.4. Sistemas hidráulicos en máquinas Baroladoras

En la actualidad ha incrementado el uso de sistemas hidráulicos en las maquinas herramientas, esto se debe a su gran precisión y flexibilidad, presenta rápidos avances pero he inversión, además esto lo realiza con suavidad y precisión son sistemas de fácil operación. También su relación peso - potencia los hace ideales para muchos tipos de trabajos. Se conoce que por lo general los sistemas hidráulicos trabajan a presiones que

van entre 1 y 35 MPa, en cambio si se trata de trabajos especiales se conoce que hay máquinas que trabajan a presiones de hasta 70 MPa. Por lo general las maquinas herramientas combinan los sistemas hidráulicos con los sistemas electrónicos con el fin de obtener mayores beneficios al obtener un control electrónico del sistema. Se pueden tener mayores ventajas al usar un sistema hidráulico en comparación de otros sistemas, pero también este sistema puede presentar algunos inconvenientes como se muestra a continuación [12, p. 9].

Ventajas.

- Aunque el actuador puede funcionar bajo condiciones intermitentes o continuas, de pérdidas de velocidad estos no presentan daños.
- El flujo hidráulico aparte de que transmite la potencia sirve como refrigerante del sistema.
- Las velocidades en los actuadores hidráulicos no se ven afectadas considerablemente al aplicar las cargas debido a que las fugas del fluido son mínimas.
- Al existir actuadores rotacionales y lineales se amplían las posibilidades de diseño.
- La velocidad que se presenta en los actuadores hidráulicos es más alta que en otros sistemas además los paros e inversiones de velocidad son más rápidos.
- Una de las ventajas principales del sistema hidráulico es que los actuadores pequeños pueden desarrollar fuerzas o pares grandes.

Desventajas.

- Suele ser difícil diseñar un sistema hidráulico cuyas características de funcionamiento sean demasiado complejas o exigentes.
- Si se contamina el fluido hidráulico esto se puede convertir en fallos de los componentes del sistema.
- Se debe de evitar por completo las fugas debido a que los sistemas tienden a ser complejos.
- Se debe de tener cuidado en el tipo de fluido hidráulico que se va a usar debido a que si este no es resistente al fuego se puede presentar una explosión.

- Los sistemas hidráulicos suelen ser más costosos que un sistema eléctrico que realice funciones similares o iguales.

2.1.4. Partes de una máquina baroladora hidráulica.

Una máquina baroladora 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.

2.1.4.1. Sistema Mecánico

El sistema mecánico está formado por varios elementos que hacen posible la transmisión de la potencia proporcionada por el sistema hidráulico, para realizar el doblado de los perfiles. Los siguientes elementos forman el sistema mecánico de la máquina: ejes, rodamientos, elementos de sujeción, rodillos deformadores, piñones [9, p. 7].

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 [13, p. 22].

b) Rodillos deformadores

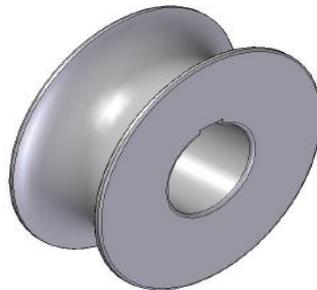


Figura 2.15 Rodillo deformador de baroladora [9, p. 75]

La forma de los rodillos deformadores depende del perfil que se desea doblar, refiriéndose particularmente a la forma y tamaño de la sección transversal (Figura 2.15). Además su

diseño también depende del material que se doblara, de la velocidad de giro del eje y la carga que se aplique para producir la deformación plástica del material [9, p. 76].

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 ayudarán el desmontaje de la máquina para posibles mantenimientos [1, p. 45].

2.1.4.2. Sistema eléctrico

Este sistema es la combinación de elementos que controlan el accionamiento de la máquina empezando por el arranque del motor hasta el sistema de control automático de la máquina. Un sistema eléctrico dispone de al menos fusibles, contactor, relé térmico, interruptores, motor eléctrico [1, p. 48].

a) Fusibles

El fusible es un dispositivo utilizado para protección de circuitos eléctricos y electrónicos, contra cargas y cortó circuitos, permite el paso de la corriente mientras ésta no se supere su valor establecido de protección [1, p. 48].

b) Relé térmico

El relé térmico es el aparato más utilizado para proteger los motores contra sobrecargas débiles y prolongadas. Se pueden utilizar en corriente alterna o continua [1, p. 49].

c) Contactor

Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación con la posibilidad de ser accionado a distancia, a través de la bobina que lleva incorporada internamente [1, p. 49].

d) Interruptor

Un interruptor eléctrico es un dispositivo utilizado para desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica. En el mundo moderno las aplicaciones son innumerables, van desde un simple interruptor que apaga o enciende un bombillo, hasta un complicado selector de transferencia automático de múltiples capas controlado por computadora [1, p. 49].

e) Motor eléctrico

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de campos magnéticos. Son ampliamente utilizados en instalaciones industriales, comerciales y particulares. Pueden funcionar conectados a una red de suministro eléctrico o baterías [1, p. 49].

2.1.4.3.Sistema hidráulico

Este sistema es la combinación de elementos que hacen posible el giro de la matriz mediante el empuje del vástago a una presión y fuerza tal que permita la deformación permanente de la pieza a ser trabajada. En la Figura 2.16 se puede observar los elementos indispensables en un sistema hidráulico. Un sistema hidráulico básico se encuentra compuesto por: depósito, bomba, actuador hidráulico, tuberías, mangueras de presión, válvulas de control y válvula de presión, etc. [14, p. 18].

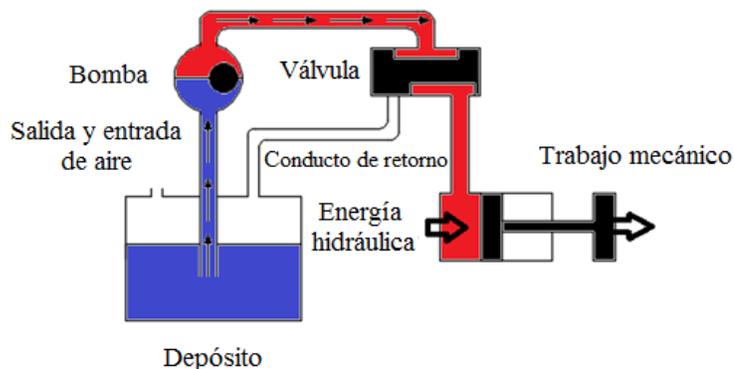


Figura 2.16 Sistema Hidráulico básico [2, p. 27]

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 [5, p. 34].

b) Bomba hidráulica

Transforman la energía mecánica proporcionada por un motor eléctrico en energía de presión hidráulica. Entre las bombas más utilizadas para los sistemas hidráulicos están las bombas de desplazamiento positivo y las bombas de desplazamiento volumétrico [2, p. 17].

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:

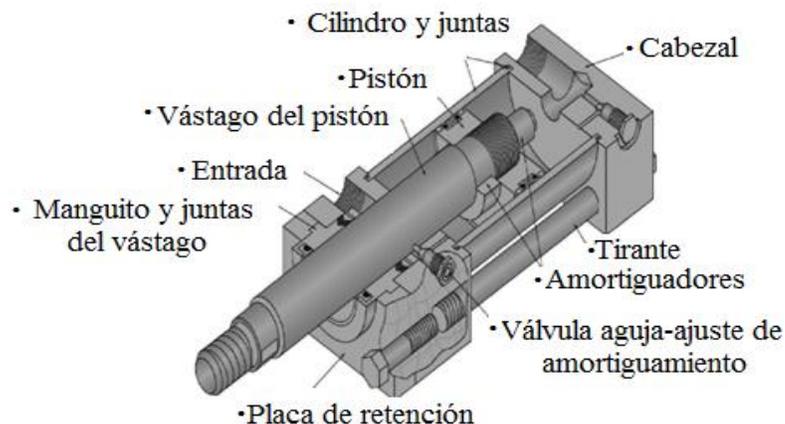


Figura 2.17 Partes de un actuador hidráulico simple [15, p. 32]

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 como se muestra en la Figura 2.17 [16, p. 33]

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

d) Conductos de presión

Los conductos son de suma importancia debido a que mediante ellos se conectan todos los elementos del sistema, pueden ser rígidos como tuberías o también se pueden encontrar distintos 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 [2, p. 21].

e) Válvulas de control direccional o distribuidoras

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 [2, p. 22].

➤ 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 [2, p. 22].

➤ 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 [2, p. 22].

f) 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 debido a que es común que se presenten problemas en el circuito por fugas [1, p. 50].

g) 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°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 [17, p. 10].

h) Filtros

Dentro de un sistema hidráulico es esencial el filtrado del fluido como se muestra en la Figura 2.18 debido a que en este 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.

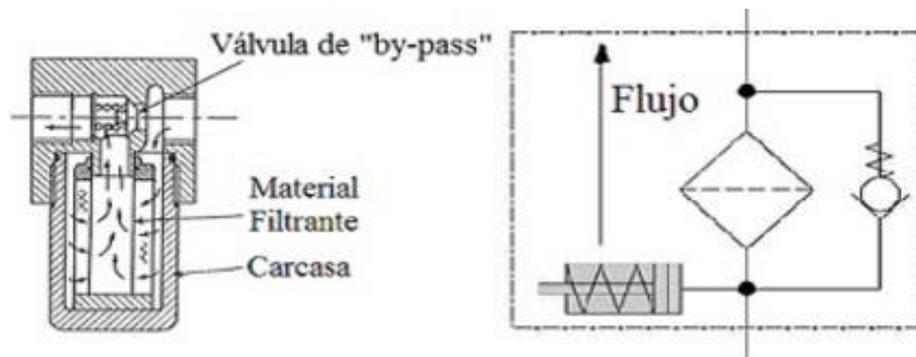


Figura 2.18 Esquema y símbolo del filtro hidráulico [2, p. 16]

2.1.4.4. Estructura

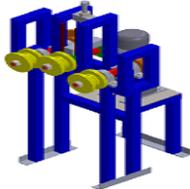
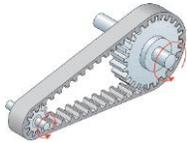
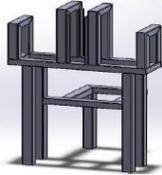
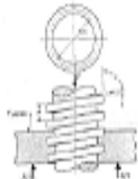
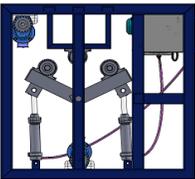
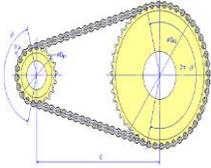
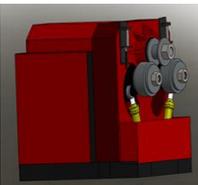
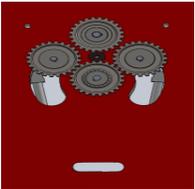
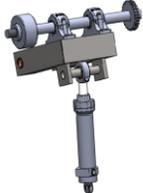
Se compone de diferentes perfiles estructurales, y su diseño depende de las dimensiones de los componentes hidráulicos y mecánicos, de las cargas que generan de los sistemas descritos anteriormente, además deberá soportar las fuerzas generadas por el proceso de doblado, la estructura debe ser capaz de soportar grandes cargas y servir de bancada del equipo [2, p. 25].

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas

Tabla 3.1 Alternativas de máquina baroladora de perfiles.

Máquina Baroladora de perfiles				
Alternativas	Sistema de transmisión de potencia	Disposición de los rodillos	Sistema de desplazamiento del rodillo loco	Movimiento de los brazos
Opción 1	Transmisión mediante poleas	Disposición horizontal	Sistema de guiado por medio de ruedas en canal rectangular	Mediante tornillo de potencia
				
Opción 2	Transmisión mediante catarina y cadena	Disposición horizontal	Sistema de guiado por medio de ruedas en canal rectangular	Mediante central hidráulica
				
Opción 3	Transmisión mediante engranes	Disposición horizontal	Sistema brazos giratorios	Mediante central hidráulica
				

Fuente [Autor]

Para poder realizar la selección de alternativas para el diseño de la máquina baroladora se debe tener en cuenta algunos aspectos que regirán el funcionamiento de la misma tal como se indica en la Tabla 3.1, y estos son los siguientes el tipo de transmisión de potencia, diámetro y material de los rodillos deformadores, separación entre los ejes inferiores y superiores, el tipo de máquina baroladora, sistema para movimiento de los brazos, sistemas hidráulicos, sistema mecánico con tornillo de potencia. Las alternativas se seleccionan en forma general, analizando destrezas de operación, facilidad de mantenimiento y montaje. Luego de revisar las diferentes bibliografías disponibles en cuanto a tipos de máquinas baroladora existentes, y los diferentes tipos de máquinas que se utilizan, es necesario seleccionar un método de barolado adecuado para doblar los perfiles que utiliza la empresa. El análisis se lo realizará utilizando un árbol de decisión debido a que estos son muy utilizados a la hora de analizar diversas opciones que se tengan y como llegar a ellas, esto nos indica acciones a realizar en función del valor de una o varias variables. El nombre de este método se lo da por ser una representación en forma de árbol cuyas ramas contienen los valores tomados por las variables, se suele ocupar este método cuando el número de condiciones no es muy grande [6, p. 58].

El primer paso es identificar los criterios de diseño para la futura construcción de la máquina, y es una fuente principal de esta información para lo cual se identificarán diferentes diseños de fabricación por el cual se evaluaron bajo los siguientes conceptos.

Los criterios de diseño se identifican como:

- (1) Costo de material para la construcción.
- (2) El costo de fabricación.
- (3) Mantenimiento.
- (4) El tiempo de producción.
- (5) La durabilidad.
- (6) La Maniobrabilidad [6, p. 58].

➤ **Costo de Material**

Es necesario analizar detenidamente los materiales que se usarán al momento de construir la baroladora debido a que si se usan materiales de alta resistencia la máquina sería robusta y eficiente pero estos materiales son demasiado costosos y el diseño podría quedar sobredimensionado elevando el costo de la máquina.

➤ **El costo de fabricación**

Según la complejidad que tenga la fabricación de la máquina al momento de ensamblar los componentes el tiempo en construir puede variar y por consiguiente su costo por lo que se debe analizar el costo total de cada método de fabricación. Además se debe de tener cuidado con la complejidad de los componentes de la máquina debido a que si son muy complejos pueden alargar el tiempo de construcción, elevando el costo final de la misma [2, p. 132].

➤ **Mantenimiento**

Al momento de construir una máquina se debe tomar en cuenta que esta debe brindar fácil acceso a sus componentes para poder realizar el respectivo mantenimiento, por lo que la máquina debe ser diseñada de la mejor manera posible para que en el momento de arreglar o cambiar algún componente, se lo pueda realizar sin afectar a otros [1, p. 27].

➤ **El tiempo de producción**

Se trata de mejorar el tiempo de producción de la empresa para la cual se realiza este tema el tiempo de producción de la máquina dependerá del tipo de perfil que se curve [1, p. 32].

➤ **La durabilidad.**

Del tipo de funcionamiento que tenga la máquina dependerá su durabilidad, por ejemplo componentes que estén sometidos a cambios bruscos de posición sufrirán de desgastes prematuros [1, p. 40].

➤ **La Maniobrabilidad.**

La maquinaria debe brindar comodidad al operador y evitar que este pueda sufrir algún accidente por lo que se debe de diseñar acorde al personal de la empresa. Después se

determinará el factor de ponderación para cada uno de los criterios de diseño, por lo que se realizará mediante la construcción de un árbol jerárquico objetivo. Esto consiste en dividir el problema en dos niveles, en el primer nivel del árbol los pesos de las categorías individuales deben sumar un total de 1.0. Para lo cual se decidirá la ponderación de valores en función del Costo con un valor de 0,6, y la Calidad con un valor de 0.4. A continuación, en el siguiente nivel se dividirá la parte del costo en sub-partes los cuales serán: El costo de material, el coste de fabricación, y el costo de Mantenimiento. Para obtener el valor de un factor en un nivel inferior se debe multiplicar los pesos a medida que avanza en la cadena hasta obtener el valor de ponderación de cada punto analizado [6, p. 59].

A continuación en la Figura 3.1 y 3.2 se muestran el esquema de un árbol de decisiones para una baroladora tomando en cuenta factores de diseño, y se ponderan según la necesidad que se tiene.

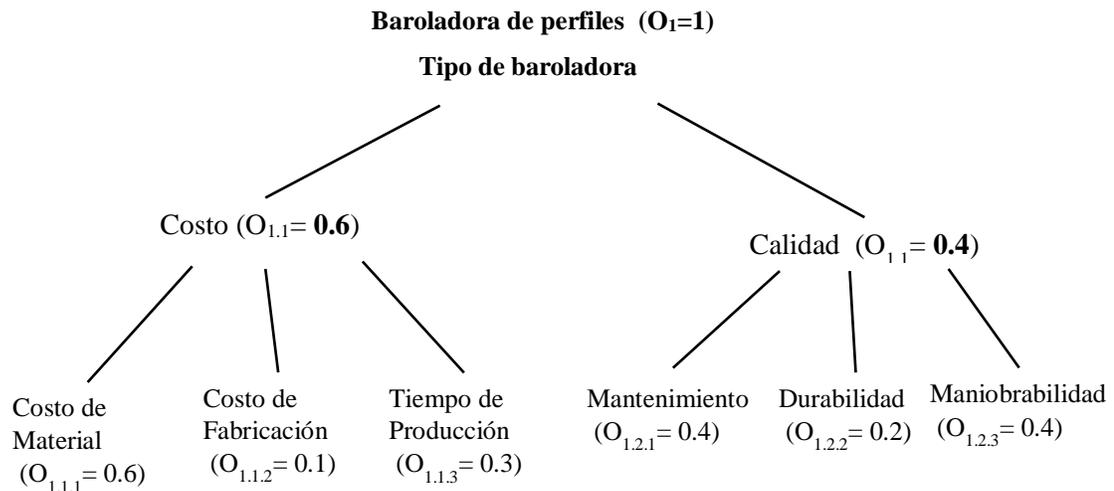


Figura 3.1 Árbol de selección de alternativas para el tipo de baroladora
Fuente: [Autor]

Una vez que se ha planteado el árbol de decisiones de la Figura 3.1 con sus respectivos parámetros y valores de ponderación, se analiza y elige el diseño de la posible máquina baroladora que se va a diseñar, en la Tabla 3.2 se muestra los tres tipos de baroladoras que se podrían diseñar. Se elige la opción con mayor puntuación debido a que esta es la que mejor se adapta a nuestras necesidades y además es de un costo moderado y razonable para su construcción.

Tabla 3.2 Matriz de selección del tipo de baroladora

Matriz para la selección del tipo de baroladora de perfiles							
Criterio de diseño	Factor de ponderación	Baroladora a tracción		Baroladora de rodillos electromecánica		Baroladora de rodillos manual	
		Punt.	Calificación	Punt.	Calificación	Punt.	Calf.
Costo de material	0,3	7	2,1	9	2,7	9	2,7
Costo de fabricación	0,12	8	0,96	8	0,96	7	0,84
Mantenimiento	0,18	6	1,08	8	1,44	8	1,44
Tiempo de producción	0,24	7	1,68	9	2,16	7	1,68
Fiabilidad	0,04	9	0,36	6	0,24	8	0,32
Durabilidad	0,12	8	0,96	9	1,08	8	0,96
		Σ	7,14	Σ	8,58	Σ	7,94

Fuente [Autor]

En la Tabla 3.2 se muestra las diferentes puntuaciones de cada baroladora, siendo la baroladora electromecánica la que tiene mayor puntuación por ser la más adecuada para nuestra aplicación, debido a que la fuerza de barolado que debe ejercer es muy alta y no se podría realizar con una máquina manual o una a tracción, este tipo de máquinas ofrecen varias ventajas debido a que estas pueden funcionar con elementos hidráulicos y motorreductor facilitando el proceso de barolado de los perfiles.

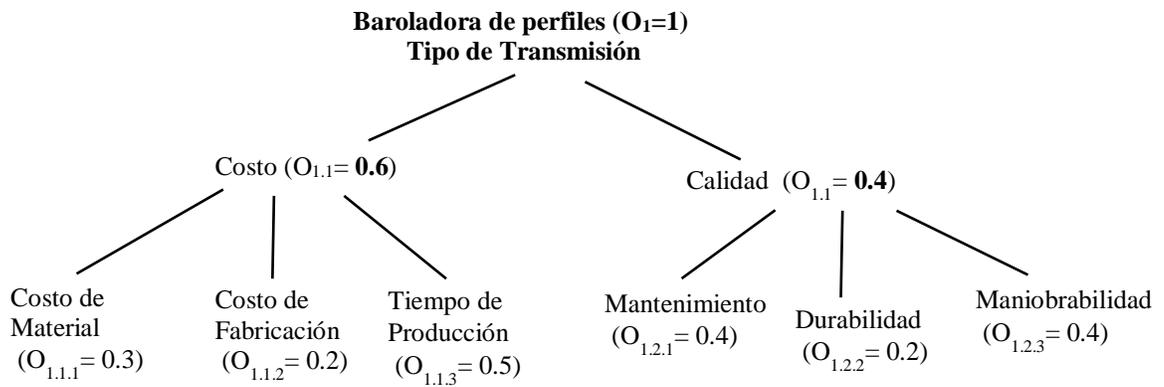


Figura 3.2 Árbol de decisiones para el tipo de accionamiento

Fuente [Autor]

Una vez determinado el tipo de baroladora de perfiles que se va a diseñar, se selecciona el tipo de transmisión de potencia de la misma debido a que este sistema es el encargado de transmitir la potencia proveniente del motorreductor a los ejes en los cuales se montan los rodillos deformadores que se encargan de darle la curvatura deseada al perfil a barolar. En la Figura 3.2 se muestra el árbol de ponderación de la selección del tipo de transmisión fijándonos en factores de costo y calidad.

Tabla 3.3 Valoración de parámetros de diseño.

Matriz para la selección del tipo de transmisión de potencia							
Criterio de diseño	Factor de ponderación	Transmisión por engranes		Transmisión por cadenas		Transmisión por bandas	
		Puntuación	Calificación	Puntuación	Calificación	Punt.	Calf.
Costo de material	0,3	7	2,1	6	1,8	7	2,1
Costo de fabricación	0,2	8	1,6	7	1,4	6	1,2
Mantenimiento	0,5	6	3	6	3	7	3,5
Tiempo de producción	0,4	7	2,8	5	2	6	2,4
Fiabilidad	0,2	9	1,8	8	1,6	8	1,6
Durabilidad	0,4	8	3,2	9	3,6	8	3,2
		Σ	14,5	Σ	13,4	Σ	14

Fuente [Autor]

Establecidos los factores de ponderación para el tipo de transmisión mostrados en la tabla 3.3 se determina que la opción de transmisión de potencia por medio de engranajes es la más adecuada para nuestra máquina, debido a que este sistema presenta muchas ventajas como un funcionamiento silencioso, ocupa espacios reducidos, no permite el deslizamiento entre dientes, puede transmitir mayor capacidad de potencia, además su mantenimiento es bajo en relación al sistema de bandas y el de catarinas y cadenas que inicialmente presentan una inversión baja pero su principal desventaja es el mantenimiento constante.

Una vez establecido los diferentes árboles de decisiones con sus respectivos parámetros de ponderación se procede al análisis de la posible baroladora que se diseñara y se

escogerá la mejor opción según el mayor valor obtenido en las Tabla 3.2 y 3.3. Según los resultados que se obtuvieron en la misma, se realizará el diseño de una máquina baroladora de perfiles electromecánica con transmisión de potencia mediante engranajes.

3.2.Cálculos del modelo Operativo

Para iniciar con el cálculo de la fuerza necesaria del proceso de barolado del perfil, de acuerdo con la teoría de flexión pura, se puede considerar al perfil como una viga en la que se aplica una carga transversal. La cual produce esfuerzos en la misma, esto provoca que la sección se deforme plásticamente hasta obtener la curvatura deseada, los esfuerzos producidos deben ser mayores a los esfuerzos de fluencia $\sigma > \sigma_y$. [9, p. 11].

3.2.1. Cálculo de la fuerza de barolado para el perfil omega.

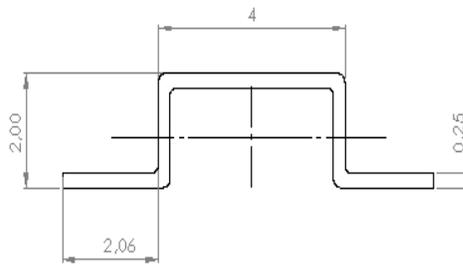


Figura 3.3 Perfil omega usado en el diseño de tanques de almacenamiento

Fuente [Autor]

3.2.1.1 Esfuerzo de flexión pura.

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

Ecuación 3.1 [13, p. 86]

Para poder determinar la fuerza en el barolado se procede a determinar los parámetros de diseño iniciales como el tipo de perfil a ser barolado la distancia entre los apoyos, la inercia de la sección. Para representar como está el perfil al momento de aplicar la fuerza se realiza el diagrama de cargas como se muestra en la Figura 3.4

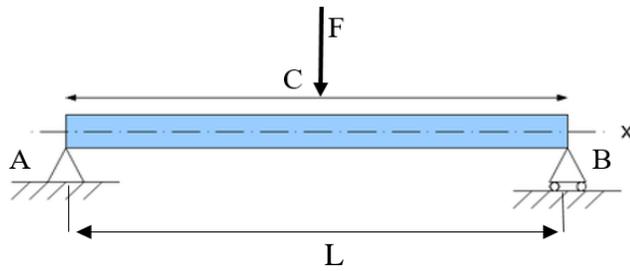


Figura 3.4 Condiciones iniciales para el cálculo de la fuerza de barolado

Fuente [Autor]

Para representar el fenómeno de mejor manera se realiza el diagrama de cuerpo libre como se muestra en la Figura 3.5.

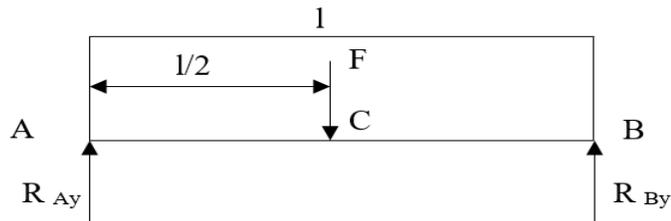


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre del perfil

Fuente [Autor]

Después de encontrar las reacciones de los apoyos se realiza el diagrama de esfuerzo cortante como se muestra en la Figura 3.6.

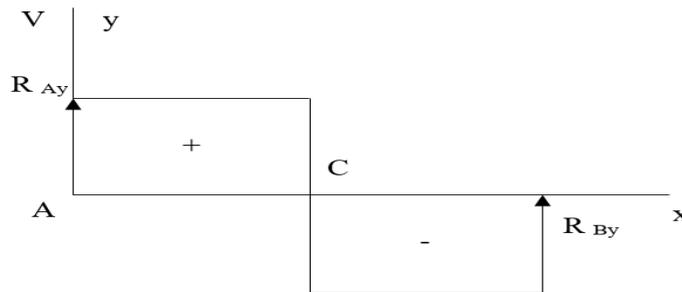


Figura 3.6 Diagrama de cortantes en el perfil omega

Fuente [Autor]

Una vez obtenido el valor del esfuerzo cortante se busca el momento torsor maximo como se muestra en la Figura 3.7, el cual nos sirve para dimensionar la máquina.

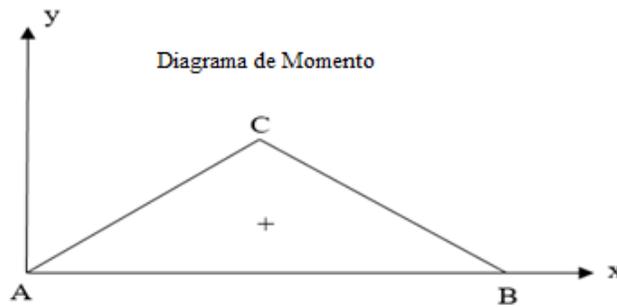


Figura 3.7 Diagrama del momento flector máximo

Fuente [Autor]

Aplicando lo referente a la ecuación 3.1 se tiene:

El momento máximo se puede calcular por:

$$M = \frac{F}{2} * \frac{L}{2} = \frac{F \cdot L}{4} \quad \text{Ec.3.2 [9, p. 14]}$$

c = Distancia desde el eje neutro hasta el punto de aplicación del esfuerzo $c = \frac{h}{2}$

Para realizar los respectivos cálculos se trabajara con el perfil omega de 4 pulgadas de espalda 2 pulgadas de alto y $\frac{1}{4}$ de espesor que se muestra en la Figura 3.3

Cálculo del momento de inercia.

Para poder realizar los cálculos posteriores y encontrar la fuerza de barolado se trabajará con los datos proporcionados por un programa de diseño.

$$I_y = 5,96 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$c = 0,027 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 80,8 \text{ mm}$$

Calculamos la distancia al centroide del perfil lo cual tenemos:

$$c = 50,8 - 23,8 = 27 \text{ mm}$$

$$c = 0,027 \text{ m}$$

Para calcular la fuerza de barolado para el perfil omega también se parte de la ecuación Ec. 3.2

$$M = \frac{F}{2} * \frac{L}{2} = \frac{F \cdot L}{4}$$

En este caso se reemplaza la ecuación 3.2 en 3.1 y se tiene

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

$$\sigma = \frac{\frac{F \cdot L}{4} \cdot c}{I} \quad \text{Ec. 3.3 [13, p. 86]}$$

De la expresión anterior se despeja F obteniendo así la fuerza de barolado.

$$F > \frac{4\sigma I}{L \cdot C} \quad \text{Ec.3.4 [9, p. 16]}$$

3.2.1.2 Propiedades de acero inoxidable AISI 304.

Tabla 3.4 Propiedades mecánicas del acero AISI 304 [13] p. 1024

Acero AISI 304				
Resistencia mecánica		Punto de fluencia		Elongación % Min.
<i>MPa</i>	<i>Kpsi</i>	<i>Mpa</i>	<i>Kpsi</i>	
276	40	568	82.4	45

Fuente: [13, p. 1024]

Se procede al calcular la fuerza que se necesitará para barolar el perfil omega, los datos que se reemplazaran en la ecuación número 3.4 son:

$$\sigma_y = 276 \text{ MPa}$$

$$L = 0.42 \text{ m}$$

Para poder obtener la distancia de separación de los apoyos y que la deformación sea adecuada nos basamos en catálogos de máquinas dobladoras similares tomando como referencia esas distancias para nuestro diseño (Ver ANEXO A)

3.2.2. Cálculo de la fuerza de barolado para el perfil omega.

$$F > \frac{4(276 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 5,96 \times 10^{-7} m^4)}{0,42m \cdot 0,027m}$$

$$F > 58060,846 N$$

Para determinar si la fuerza de barolado es la correcta esta debe cumplir la siguiente condición.

$$\sigma_y < \sigma < Sut \quad \text{Ec.3.5 [9, p. 24]}$$

Cálculo del momento plástico

Para el cálculo del momento plástico se utiliza la siguiente ecuación 3.6 según [9, p. 32]

$$M_p = \frac{3 * \sigma_y * I}{2 * C} \quad \text{Ec.3.6 [9] pág. 24}$$

$$M_p = \frac{3 * 276 \times 10^6 \frac{N}{m^2} * 5,96 \times 10^{-7} m^4}{2 * 0,027m}$$

$$M_p = 9138,66 N \cdot m$$

Para este caso el cálculo de σ se emplea la fórmula 3.1

$$\sigma = \frac{M_p \cdot C}{I}$$

$$\sigma = \frac{9138,66 N \cdot m \cdot 0,027 m}{5,96 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\sigma = 414 MPa$$

Por lo tanto se puede comprobar que cumple la condición mencionada en la ecuación 3.5

$$276 \text{ MPa} < 414 \text{ MPa} < 568 \text{ MPa} \text{ OK}$$

Mediante los cálculos realizados anteriormente se puede concluir que la fuerza para el proceso de curvado que necesita la empresa INOX-TEC es 58060,84 N.

3.2.3. Diseño del sistema hidráulico

3.2.3.1. Dimensionamiento del actuador hidráulico

Para nuestro diseño se optó por un actuador hidráulico de doble efecto debido a que este 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 ambas caras del vástago. Para iniciar el dimensionamiento del actuador hidráulico se utilizará la Ec. 3.7

$$F = P * A * 0.9 \quad (\text{Ec.3.7}) [16, \text{p. } 37]$$

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

En 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 [2, p. 45]

Para empezar con el cálculo del área del émbolo del actuador hidráulico, los datos necesarios son la fuerza de doblado y la presión que será proporcionada por una bomba hidráulica. La fuerza necesaria para deformar el perfil omega debe ser mayor a 58060,85 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, se asume que la presión de la bomba es de 20 MPa y se reemplazan los datos en la Ec. 3.7, tenemos:

$F = 150000 \rightarrow$ Para evitar que la máquina trabaje a esfuerzos máximos y por pedido de la Empresa auspiciante, entonces el sistema nos quedaría como se muestra en la Figura 3.8.

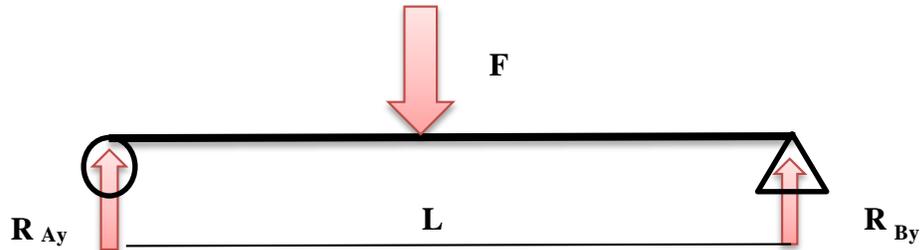


Figura 3.8 Cálculo de reacciones
Fuente [Autor]

$$R_{Ay} = R_{By} = 75000 \text{ N}$$

$$A = \frac{75000 \text{ N}}{\left(20 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) * 0.9}$$

$$A = 4,17 * 10^{-3} \text{ m}^2 = 41666,67 \text{ mm}^2$$

a) Dimensionamiento del émbolo

Utilizando la ecuación 3.8 encontraremos el diámetro del émbolo:

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (\text{Ec.3.8}) \text{ [13, p. 1060]}$$

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

$$d = \sqrt{\frac{4(41666,67 \text{ mm}^2)}{\pi}}$$

$$d = 72.8 \text{ mm}$$

b) Selección del actuador hidráulico

Parámetros de selección

- Carrera: >300 mm
- Diámetro del émbolo: > 65,14 mm

Por disponibilidad en el mercado local se adquiere un actuador hidráulico con las siguientes características ANEXO B1:

- Diámetro del émbolo: 75 mm
- Diámetro exterior: 4 pulgadas= 101,6 mm
- Diámetro del vástago: 1.5 pulgadas; 38,1 mm
- Carrera: 300 mm

c) Comprobación de la resistencia del actuador hidráulico

➤ Cálculo de la presión máxima soportada por el actuador hidráulico

Por medio de las características técnicas del actuador hidráulico seleccionado se procede a calcular la máxima presión soportada por el mismo, la cual debe superar la presión proporcionada por la bomba hidráulica del sistema.

Según [13, p. 62] los actuadores hidráulicos se los puede considerar como cilindros presurizados. Los cuales se clasifican en cilindros de pared gruesa o delgada dependiendo de la siguiente relación:

$$\frac{t}{r_i} \leq \frac{1}{20} \quad (\text{Ec.3.9}) [13, \text{p. } 103]$$

Donde:

t =Espesor de pared del cilindro

r_i = Radio interno del cilindro

Si de la relación anterior de 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 pulgadas = 114.3 mm

Diámetro interior = 75 mm

Espesor de pared $\frac{101,6 \text{ mm} - 75 \text{ mm}}{2} = 13,3 \text{ mm}$

Radio exterior (R) = $\frac{101,6 \text{ mm}}{2} = 50,8 \text{ mm}$

Radio interior (r) = $\frac{75 \text{ mm}}{2} = 37,5 \text{ mm}$

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

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

$$\frac{13,3}{37,5} \leq \frac{1}{20}$$

$$0,35 < 0,05$$

Del cálculo de la relación espesor – radio interno se puede determinar que el actuador no cumple con la condición de cilindros de pared delgada, por lo que se analizará como uno de pared gruesa.

A continuación se presentan las ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos en cilindros de pared gruesa:

$$a) \sigma_t = P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad (\text{Ec.3.10}) [13, \text{p. 110}]$$

$$b) \sigma_r = -P$$

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. 3.10, tenemos:

$$S_y = P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad \text{Ec. 3.11 [13, p. 110]}$$

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

Límite de fluencia del material: 420 MPa (Ver ANEXO A1), Acero St-52 para cilindros a presión / DIN 2391. [2, p. 108].

$$P = S_y \frac{R^2 - r^2}{R^2 + r^2}$$
$$P = 420 \text{ MPa} * \frac{(0,0508 \text{ m})^2 - (0,035 \text{ m})^2}{(0,0508 \text{ m})^2 + (0,035 \text{ m})^2}$$
$$P = 149,6 \text{ MPa}$$

Este valor se debe tener en consideración al momento de seleccionar la bomba hidráulica debido a que este valor será la presión máxima que puede soportar el actuador hidráulico.

➤ Comprobación de resistencia del vástago

Un dato importante a comprobar en la selección del actuador hidráulico es el diámetro del vástago necesario para soportar la fuerza de doblado de los perfiles, 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 [13, p. 120]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad \text{(Ec.3.12) [13, p. 120]}$$

Donde:

P_{cr} = Carga crítica de pandeo

E = Módulo de elasticidad

I = Momento de inercia de la sección transversal del vástago

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (\text{Ec. 3.13}) [13, \text{p. 1060}]$$

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. 3.13 en Ec. 3.12 se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^3 E D^4}{64 L^2} \quad (\text{Ec. 3.14}) [13, \text{p. 1060}]$$

Utilizando la ecuación 3.14 se determina la carga crítica de pandeo del vástago la cual debe ser mayor a la fuerza aplicada: $P_{cr} > F$

Datos

- $D = 38,1 \text{ mm} = 0,0381 \text{ m}$
- $L = \text{Carrera} = 254 \text{ mm} = 0,254 \text{ m}$
- $E = 206 \text{ MPa}$

Comúnmente el vástago de los actuadores hidráulicos se construye de acero SAE 1045 a partir de este material se utiliza el módulo de elasticidad para el cálculo de la resistencia del vástago. (Ver ANEXO A2).

$C = 1$, Se utiliza los valores según la Tabla del Anexo A3 de una configuración de articulaciones de una viga. La configuración que tenemos en el vástago es dos extremos articulados. Reemplazando estos valores en la ecuación 3.12 se tiene.

$$P_{cr} = \frac{(1)\pi^3(206 * 10^9 \frac{N}{m^2})(0,0381 m)^4}{64(0,254 m)^2}$$

$$P_{cr} = 3259637,7 N$$

$$P_{cr} > F$$

$$3259637,7 N > 39760,78 N$$

Con la relación anterior podemos asegurar que el vástago resistirá adecuadamente la carga aplicada en el momento de barolar los perfiles, debido a que este puede soportar una carga mayor a la que el sistema hidráulico ejercerá en el vástago.

3.2.3.2. Caudal requerido por el sistema

$$Q = V * A \quad (\text{Ec. 3.15}) [16, p. 160]$$

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

$$V = \frac{L}{t} \quad (\text{Ec.3.16}) [2, p. 44]$$

Donde

$$L = \text{Carrera del actuador}$$

$$t = \text{Tiempo de desplazamiento}$$

Para desarrollar los cálculos posteriores se estima un tiempo de 60 segundos en avance V_1 y 60 segundos en retroceso V_2 y se reemplaza los datos en la Ec.3.16, tenemos:

$$V_1 = \frac{0.254 m}{60 s} = 0,004 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = \frac{0.254m}{60 s} = 0,004 \frac{m}{s}$$

Cálculo del área

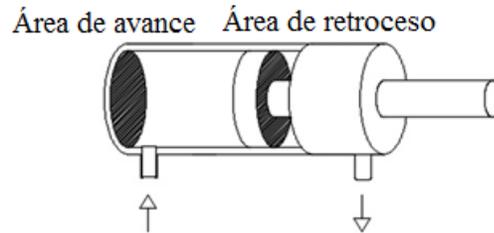


Figura 3.9 Área de avance y retroceso en el actuador hidráulico

Fuente [Autor]

Área de avance

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

$$A_1 = \frac{\pi}{4} * (0,075 m)^2$$

$$A_1 = 0,004 m^2$$

Área de retroceso

$$A_2 = 0,004 m^2 - \text{área de vástago}$$

$$A_2 = 0,078 m^2 - \frac{\pi}{4} * (0,0381 m)^2$$

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

Cálculo del caudal de avance y retroceso

Para calcular el caudal necesario para el avance y retroceso del actuador hidráulico se utiliza la Ec. 3.15

$$Q_1 = V_1 * A_1$$

a. Caudal de avance

$$Q_1 = \left(0,004 \frac{m}{s} \right) * (0,004 m^2)$$

$$Q_1 = 1,6 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

b. Caudal de retroceso

$$Q_2 = \left(0,005 \frac{m}{s}\right) * (3,2 * 10^{-3} m^2)$$

$$Q_2 = 1,38 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Caudal máximo requerido por el sistema

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = 1,5 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} + 1,38 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 3,25 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 1,95 \frac{l}{min}$$

Con el cálculo del valor del caudal total se sabe con seguridad que la bomba seleccionada deberá proporcionar un caudal mayor a $1,95 \frac{l}{min}$

3.2.3.3. Presión requerida por el sistema

Una vez seleccionado y obtenidos los datos del actuador hidráulico se calcula la presión necesaria para el sistema, utilizando la Ec. 3.7

$$F = P * A * 0.9$$

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

$$P = \frac{79521,86 N}{(0,0044 m^2)0.9}$$

$$P = 20 MPa$$

3.2.3.4. Selección de la bomba hidráulica

La bomba hidráulica seleccionada debe ser capaz de entregar una presión y caudal mayores a los 20MPa y $1,95 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ respectivamente para el correcto funcionamiento del sistema hidráulico.

Características de la bomba hidráulica seleccionada.

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. La bomba seleccionada se muestra en la Figura 3.10



Figura 3.10 Bomba hidráulica CASAPPA

Fuente [Autor]

- Bomba hidráulica de engranajes
- Marca: Casappa
- Modelo: PL 10-2
- Presión de trabajo: Hasta 26MPa / 3750psi
- Desplazamiento volumétrico: $2,13 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ / $0,13 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}}$
- Velocidad máxima de trabajo: 4000RPM (Ver ANEXO B2)

3.2.3.5. Selección del motor eléctrico

Cálculo de velocidad del motor

$$Q = \frac{\text{Desplazamiento volumétrico} \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * \text{Velocidad} [\text{rpm}]}{1000 * \text{Rendimiento}} \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right] \quad (\text{Ec.3.17}) [14, \text{p. 47}]$$

Como el caudal (Q) debe ser mayor a $1,95 \frac{\text{l}}{\text{min}}$ reemplazamos en la Ec.3.17, y encontramos la velocidad que necesita el motor para un correcto funcionamiento de la bomba hidráulica:

$$1,95 \frac{\text{l}}{\text{min}} = \frac{2,13 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] * V}{1000 * 0,9}$$
$$V = 825,92 \text{ rpm}$$

En base al cálculo anterior se seleccionará un motor con una velocidad mayor a $825,92 \text{ rpm}$

Cálculo de la potencia del motor

Con el caudal y la presión calculada anteriormente se determina la potencia que necesita el motor para un correcto funcionamiento del sistema hidráulico, para lo cual se usa la siguiente ecuación.

$$Pr = \frac{Q \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] * P \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]}{\eta} [\text{kW}] \quad (\text{Ec. 3.18}) [18, \text{p. 47}]$$

Donde

- Pr =Potencia requerida
- Q = Caudal del sistema
- P = Presión de trabajo
- η = Eficiencia

Se calcula la potencia necesaria para el avance del actuador debido a que ahí se generará la máxima presión de trabajo según [18, p. 230].

Datos

- *Presión de trabajo:* $20 \text{ MPa} = 20000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$
- *Caudal total del sistema:* $3,25 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- *Eficiencia:* 0,8

Potencia necesaria para el avance

$$P = \frac{3,25 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 20000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{0,8} [\text{kW}]$$

$$P = 0,814 \text{ kW} = 1,09 \text{ HP}$$

La potencia del motor que se seleccionó es de 1 HP para poder asegurar un correcto funcionamiento del sistema. En la Figura 3.11 se muestra el motor físicamente el motor adquirido para el sistema hidráulico.

Parámetros de selección

- Potencia requerida: $\cong 1 \text{ HP}$
- Velocidad requerida: $> 825 \text{ rpm}$



Figura 3.11 Motor eléctrico ABB

Fuente [Autor]

Características del motor eléctrico seleccionado

- Modelo: GP10 JM10
- Cantidad: 1 unidad
- Tensión nominal: 208 V => YY / 460 V => Y
- Corriente nominal: 1,6 A => 220 V
- Número de polos: 4
- Velocidad: 1200 rpm
- Potencia: 1 HP (Ver ANEXO B3)

3.2.3.6. Caudal proporcionado por la bomba

Reemplazando los valores reales del motor en la Ec. 3.17 se calcula el caudal real que proporciona la bomba hidráulica seleccionada, este caudal debe ser mayor que el caudal requerido por el sistema ($Q_B > Q_R$).

El motor seleccionado proporciona una velocidad de 1200 rpm

$$Q = \frac{2,84 * 1200}{1000 * 0,9} \left[\frac{l}{min} \right]$$

$$Q = 2,84 \frac{l}{min}$$

$$Q_B > Q_R$$

$$2,84 \frac{l}{min} > 1,95 \frac{l}{min}$$

De acuerdo con el cálculo realizado la bomba seleccionada es la adecuada para cumplir con los requerimientos del sistema debido a que proporciona un caudal mayor al requerido.

3.2.3.7. Selección del aceite hidráulico.

El aceite hidráulico debe ser capaz de transmitir la potencia de la central hidráulica a los actuadores, también debe cumplir con funciones de refrigeración, lubricación, debe poseer

características especiales que ayuden a minimizar fugas en el sistema. Es importante entonces considerar características como la viscosidad y temperatura de funcionamiento de la máquina según [2, p. 50]

➤ **Viscosidad**

Uno de los parámetros más importantes a la hora de la selección del fluido hidráulico es la viscosidad debido a que:

- Si se selecciona una baja viscosidad del aceite para la aplicación, el desgaste en el sistema es mayor por falta de colchón lubricante
- Si se selecciona una viscosidad muy alta del aceite para la aplicación, el consumo de energía del sistema es mayor, el desgaste puede ser mayor por falta de circulación y por consecuencia de la fricción el aceite se calentará

Con una viscosidad correcta se logra maximizar la vida útil de los componentes del sistema hidráulico. Existen diferentes formas de medir la viscosidad de los fluidos hidráulicos y clasificarlos. Las tres principales normas que se pueden encontrar son las siguientes:

- 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.
- AGMA (Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes). Que define nueve grados de viscosidad para lubricantes de engranajes industriales [12, p. 10].

En términos de medición de la viscosidad se podría decir que son tres formas diferentes de medir la misma, por lo que se puede encontrar su equivalencia utilizando graficas de viscosidad como se muestra en el Anexo A3. Para el diseño de la máquina baroladora se considerará una 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 según [2, p. 50]. En el Anexo A4 se presentan campos de aplicación para ciertos fluidos hidráulicos. 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 como se ve en la Figura 3.12

➤ Temperatura

Como se observa en la Figura 3.12 la viscosidad de un fluido varía inversamente proporcional a su temperatura, por ello se debe tomar en consideración la temperatura de trabajo de la central hidráulica al momento de seleccionar un fluido hidráulico, A continuación se presentan diferentes rangos de temperatura recomendados para fluidos hidráulicos grado ISO 32, 46, 68 según [12, p. 14].

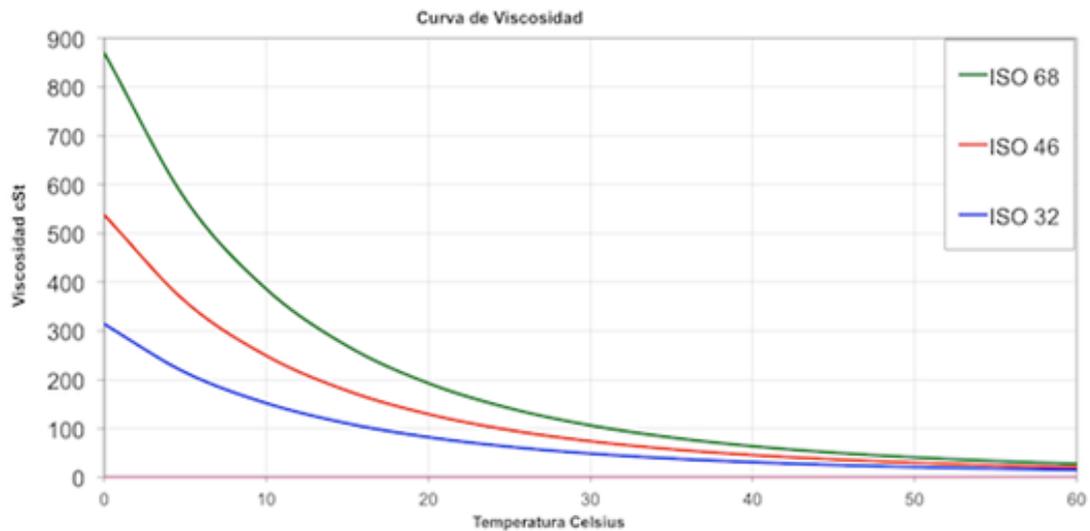


Figura 3.12 Curva de viscosidad fluido hidráulico grado ISO 32, 46 y 68. [9, p. 15]

- 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.

En el anexo A5 se pueden consultar los valores de temperaturas máximas de trabajo para algunos elementos hidráulicos que forman parte del sistema. Según los datos

proporcionados en el anexo se puede observar que la temperatura de trabajo máxima de una bomba hidráulica de engranajes es de 80 °C por lo que se considera esta temperatura para la selección del fluido que utilizará la central hidráulica. En la Tabla 3.5 se muestra la relación entre el tipo de bomba, temperatura y grado ISO de viscosidad.

Tabla 3.5 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: [18, p. 32]

La central hidráulica de nuestro equipo utilizará una bomba de engranajes y la temperatura de funcionamiento recomendada (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 3.13 Aceite hidráulico Rando oil HD 68

Fuente [Autor]

- Marca: Texaco-Ecuador
- Tipo de aceite: RANCO 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 B4)

De acuerdo con el fabricante la viscosidad del fluido es ISO 68, la temperatura de funcionamiento del mismo es de 80 °C por lo que se puede garantizar una viscosidad constante dentro del sistema, además esta ayuda a reducir el riesgo de fugas. El fabricante recomienda el uso de este aceite para sistemas hidráulicos conformados por bombas de engranajes que trabajen con presiones de hasta 5000 PSI y rotaciones mayores a 1200 rpm, además este aceite garantiza protección a la central hidráulica debido a que cuenta con aditivos anti desgaste. Teniendo en cuenta las características anteriores, el fluido seleccionado es el adecuado para nuestra máquina baroladora.

3.2.3.8. Selección de mangueras hidráulicas

Los factores que se tienen en cuenta para la selección de las mangueras hidráulicas son:

- Diámetro interno
- Presión máxima de trabajo
- Tipo de acople que deben tener.

Diámetro interno de las mangueras

Tabla 3.6 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: [14, p. 37]

Para determinar el diámetro interno de las mangueras si se conoce el caudal y la velocidad requeridos, se aplica la Ec. 3.15

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

$$Q = 1,95 \frac{l}{min} = 0,0000325 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 4 \frac{m}{s} \text{ Velocidad máxima de flujo recomendada segun [2, p. 55]}$$

$$A[m^2] = \frac{0,0000325 \frac{m^3}{s}}{4 \frac{m}{s}}$$

$$A = 1,48 * 10^{-5} m^2 = 4,3 mm^2$$

Luego se determina el diámetro de la tubería:

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \tag{Ec. 3.8}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(4.3 mm^2)}{\pi}}$$

$$d = 4,34 mm$$

Los parámetros para la selección son:

- Diámetro interno: $\geq 4,34 mm$
- Presión máxima del sistema: 20 MPa
- Acoples en los extremos

Por medio de los requerimientos del sistema se selecciona las mangueras hidráulicas disponibles en el mercado local que mejor se adapten a nuestros requerimientos.

También se considera que en el circuito hidráulico de la baroladora de perfiles cuenta con dos secciones como se muestra en la Figura 3.14

- **Sección 1:** Conexión entre bomba y válvula direccional (aspiración), tanque y válvula direccional (retorno)

- **Sección 2:** Conexión entre válvula direccional y actuador hidráulico.

Para el sistema hidráulico se puede conseguir en el mercado local 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 / 3600 Psi (Ver ANEXO B5)

Se selecciona mangueras con diámetros mayores de tal manera la velocidad es menor a la máxima recomendada en la Tabla 3.6

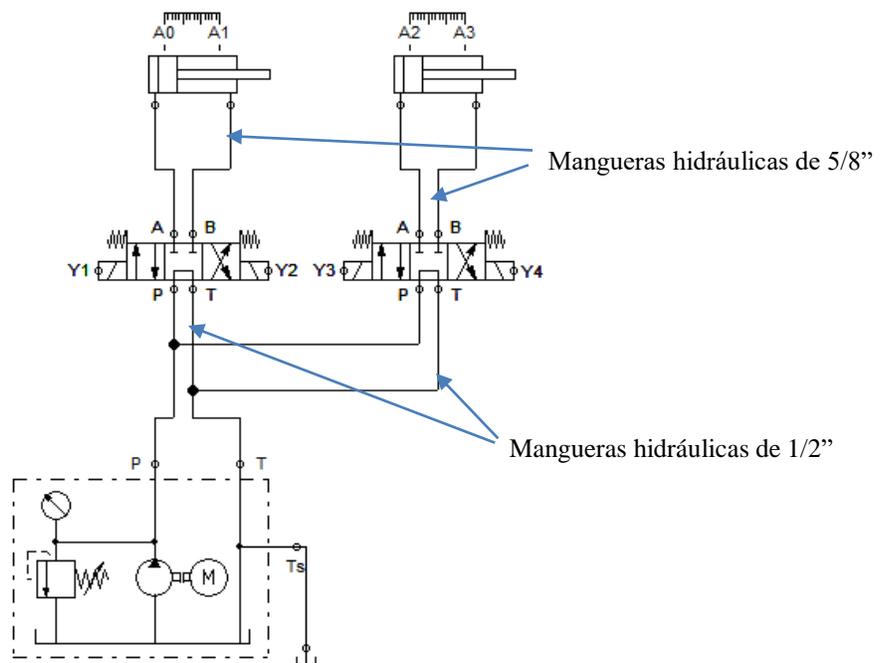


Figura 3.14 Ubicación de las mangueras en el circuito hidráulico

Fuente [Autor]



Figura 3.15 Mangueras hidráulicas armadas REC-FLEXHOSE

Fuente [Autor]

En la Figura 3.15 se muestran las mangueras hidráulicas para el sistema hidráulico de la baroladora de perfiles.

3.2.3.9. Pérdidas de presión

Las pérdidas de presión del sistema se producen cuando el fluido hidráulico circula por medio del circuito compuesto de las tuberías y los accesorios, debido a que el líquido hidráulico avanza se producen rozamiento de las moléculas del fluido con las paredes internas de la tubería y entre las mismas moléculas. Existen dos tipos de pérdidas, las pérdidas mayores (las que se generan en los tubos rectos) y pérdidas menores (las que se generan 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 ($\frac{1}{2}$ pulgadas), la segunda tiene una longitud de 2 m y diámetro de 15,875 mm ($\frac{5}{8}$ 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 ($\frac{1}{2}$ pulgadas),
- Sección 2: 15,875 mm ($\frac{5}{8}$ pulgadas)

Longitud de la tubería:

- Sección 1: 0,5 m;
- Sección 2: 2 m

Características del fluido hidráulico (Ver ANEXO B4)

- 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. 3.15 de continuidad

$$v = \frac{Q}{A} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Cálculo del área.

Para el cálculo del área se utilizara la fórmula 3.8

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (\text{Ec. 3.8})$$

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**

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

$$Q = \text{Caudal proporcionado por la bomba} = 4.73 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 2.84 \frac{l}{min}$$

$$v = \frac{4.73 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{1.267 * 10^{-4} m^2}$$

$$v = 0,3 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.19}) [19, p. 220]$$

Donde

$Re =$ Número de Reynolds

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

$D =$ Diámetro interior de la tubería m

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

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

Los datos conocidos son:

$$v = 0,3 \frac{m}{s}$$

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

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

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

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

Utilizando la siguiente ecuación se obtiene la viscosidad dinámica

(Ec. 3.20) [19, p. 225]

$$\mu = v * \rho$$

$$\mu = 6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} * 869 \frac{kg}{m^3}$$
$$\mu = 0,0598 \frac{kg}{m.s}$$

A continuación se calcula el número de Reynolds utilizando la Ec. 3.19

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu}$$
$$Re = \frac{0,3 \frac{m}{s} * 0,0127 m * 869 \frac{kg}{m^3}}{0,0598 \frac{kg}{m.s}}$$
$$Re = 69,01$$

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

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Ec. 3.21}) [19, p. 230]$$

$$f = \frac{64}{69,01}$$

$$f = 0,92$$

Para determinar la pérdida de presión del sistema se aplica la Ec. 3.22:

$$\Delta P_{t1} = f * \frac{l}{D} * \frac{\rho}{2} * v^2 \quad (\text{Ec. 3.22}) [18, p. 232]$$

Donde

f = factor de fricción

L = Longitud de la tubería m

D = Diámetro interior de la tubería m

ρ = Densidad del fluido hidráulico $\frac{kg}{m^3}$

ρ = Densidad del fluido hidráulico

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

$$\Delta P_{t1} = 0,92 * \frac{0,5 m}{0,0127 m} * \frac{869 \frac{kg}{m^3}}{2} * (0,3 \frac{m}{s})^2$$

$$\Delta P_{t1} = 2214,81 \frac{N}{m^2}$$

Cálculo de pérdidas mayores sección 2

Velocidad del fluido

$$v = \frac{Q}{A} \quad (\text{Ec. 3.15})$$

- Cálculo del área

$$A = \frac{\pi}{4} * d^2 \quad (\text{Ec. 3.8})$$

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

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

$$Q = \text{Caudal proporcionado por la bomba} = 4,73 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 2,84 \frac{l}{min}$$

$$v = \frac{4,73 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{1,979 * 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v = 0,23 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{v * D * \rho}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Datos

$$v = 0,23 \frac{m}{s}$$

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

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

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

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

Utilizando la Ec. 3.20 se obtiene la viscosidad dinámica:

$$\mu = v * \rho$$

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

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

Se calcula el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación 3.19

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

$$Re = \frac{0,23 \frac{m}{s} * 0,015875 \text{ m} * 869 \frac{kg}{m^3}}{0,0598 \frac{kg}{m.s}}$$

$$Re = 55.21$$

Como el flujo es laminar se calcula el factor de fricción con la ecuación 3.21

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

$$f = \frac{64}{55,21} = 1.15$$

Para determinar la pérdida de presión del sistema se aplica la Ec. 3.22

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

$$\Delta P_{t2} = 1.15 * \frac{2 \text{ m}}{0,015875 \text{ m}} * \frac{869 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} * (0,23 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$\Delta P_{t2} = 3628,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Pérdidas de presión total en tuberías

$$\Delta P_t = \Delta P_{t1} + \Delta P_{t2} \quad (\text{Ec. 3.23}) [2, \text{ p. 43}]$$

$$\Delta P_t = 2214,81 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 3628,75 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_t = 5843,57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_t = 0,0058 \text{ MPa}$$

b) Pérdidas de presión en accesorios (pérdidas menores)

Pérdidas de presión en válvulas ΔP_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 2,84 $\frac{\text{l}}{\text{min}}$ las pérdidas de presión son:

-Válvula direccional: $\Delta P_{v1} = 0,122 \text{ MPa}$

-Válvula reguladora de presión: $\Delta P_{v2} = 0,128 \text{ MPa}$

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

$$\Delta P_v = (0,122 + 0,128) \text{ MPa}$$

$$\Delta P_v = 0,25 \text{ MPa}$$

Pérdidas en distintos accesorios (filtros, uniones, codos, etc.) ΔP_a

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

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

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2} \quad (\text{Ec. 3.24}) [14, \text{p. 16}]$$

Donde

ξ = Coeficiente geométrico de los accesorios

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

ρ = Densidad del fluido hidráulico

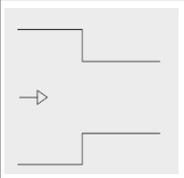
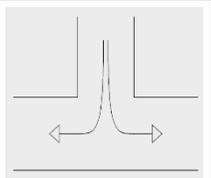
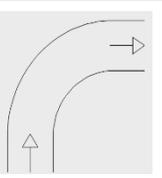
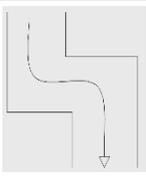
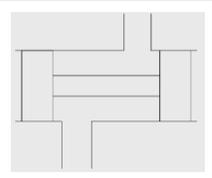
v = Velocidad del fluido $\frac{m}{s}$

Tabla 3.7 Factor de corrección b

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

Fuente: [14, p. 120]

Tabla 3.8 Coeficiente geométrico ξ

						
ξ	0,5	1,3	0,5.....1	2	1,2	5.....15

Fuente: [14, p. 120]

Cálculo de pérdidas de presión en neplos:

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Datos

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

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

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

Cálculo del número de Reynolds

$$Re = \frac{v * d}{vc} \quad \text{Ec. (3.19)}$$

$$Re = \frac{0,37 \frac{m}{s} * 0,0127 m}{6,876 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 69,01$$

Factor de corrección $b = 1,5$, Coeficiente geométrico $\xi = 0,5$

$$\Delta P_a = \xi * b * \frac{\rho * v^2}{2} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

$$\Delta P_n = 0,5 * 1,5 * \frac{869 \frac{kg}{m^3} * (0,37 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_n = 45,49 \frac{N}{m^2} * 2 \text{ neplos}$$

$$\Delta P_n = 90,99 \frac{N}{m^2}$$

Cálculo de pérdidas de presión en Tee

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

$$\Delta P_T = 1,3 * 1,5 * \frac{869 \frac{kg}{m^3} * (0,37 \frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta P_T = 44,2 \frac{N}{m^2}$$

Pérdida de presión total por accesorios

$$\Delta P_a = \Delta P_n + \Delta P_T \quad (\text{Ec. 3.23}) [2, \text{p. 43}]$$

$$\Delta P_a = 90,99 \frac{N}{m^2} + 44,20 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_a = 0.000135 \text{ Mpa}$$

c) Pérdida de presión total

La pérdida de presión total es la suma de las pérdidas mayores y menores se calculan por medio de la ecuación 3.23

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

$$\Delta P = (0,005 + 0,25 + 0,00135) \text{ Mpa}$$

$$\Delta P = 0,2559$$

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

$$\text{Presión requerida} = (20 + 0,2559) \text{ MPa} = 20.26 \text{ MPa}$$

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

$$P_{requerida} < P_{porcionada \text{ por la bomba}} \quad \text{Ec. 3.25} [2, \text{p. 48}]$$

$$20,26 \text{ MPa} < 23 \text{ Mpa}$$

La bomba seleccionada satisface adecuadamente todas las necesidades del sistema hidráulico de la máquina baroladora.

3.2.3.10. Diseño del circuito hidráulico

Entre los elementos esenciales 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

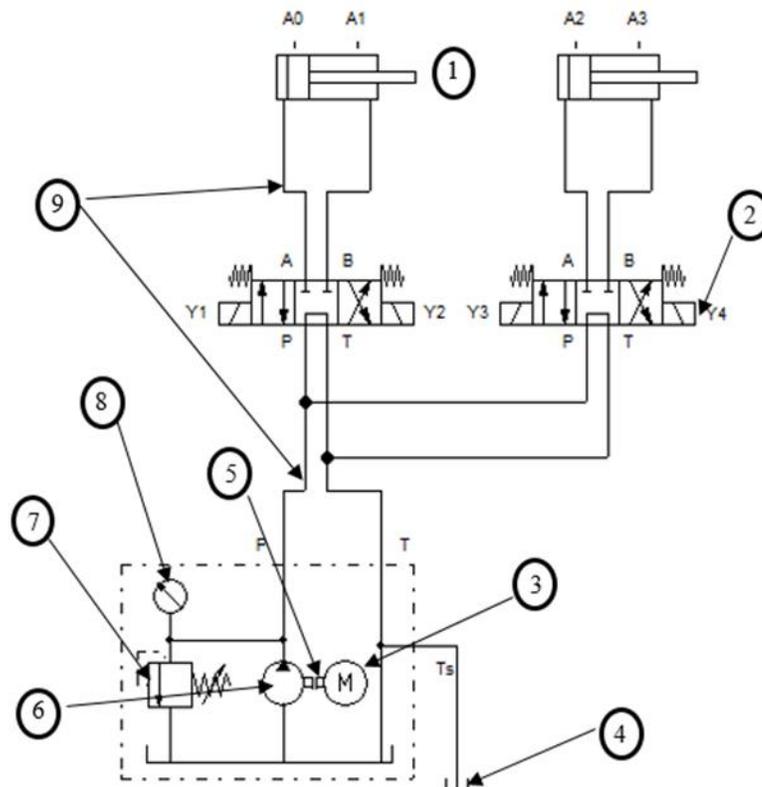


Figura 3.16 Esquema del circuito hidráulico

Fuente [Autor]

Además de los elementos especificados en la Figura 3.16, se pueden enumerar los también los siguientes elementos

10. Filtro

11. Acoples hidráulicos

3.2.3.11. Selección de elementos restantes para la central hidráulica

a) Válvula direccional

La válvula seleccionada debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- Presión de trabajo: $> 20 \text{ MPa}$
- Caudal: $> 2,84 \frac{\text{l}}{\text{min}}$
- Configuración: 4 vías, 3 posiciones con posición central de recirculación al depósito.

La válvula direccional seleccionada tiene las siguientes características:



Figura 3.17 Válvula FluiDyne 4/3 vías

Fuente [Autor]

- Marca: FluiDyne
- Modelo: WFDG4V3S8CMUH560
- Presión máxima de trabajo: 350 bar / 5000 Psi / 35 MPa
- Caudal máximo: 14 GPM (Galones por minuto) / $53 \frac{\text{l}}{\text{min}}$
- Configuración: 4 vías, 3 posiciones con posición central de recirculación al depósito
- Voltaje de funcionamiento: 220 V CA (Ver ANEXO B6)

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 reducir la presión de la bomba a un valor máximo predeterminado de diseño con el fin de proteger a los componentes del sistema hidráulico contra una presión excesiva. [3, p. 54]

Parámetros que debe cumplir:

- Caudal de trabajo: $> 2,84 \frac{l}{min} / 0,75 \text{ GPM}$
- Presión de trabajo: $\geq 20 \text{ MPa}$

Las características de la válvula seleccionada son las siguientes:



Figura 3.18 Válvula limitadora de presión PRINCE

Fuente [Autor]

Características

- **Marca:** PRINCE
- **Caudal máximo de trabajo:** 30 GPM
- **Presión máxima:** 3000 Psi / 20 MPa (Ver ANEXO B7)

c) Acople motor-bomba (Matrimonio)

Este acople sirve para y transmitir la potencia y las revoluciones provenientes del motor eléctrico a la bomba hidráulica, obteniendo así el caudal y presión necesarios para que se genere la fuerza de doblado del perfil. 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 3.19 Acople motor-bomba (Matrimonio)

Fuente [Autor]



Figura 3.20 Acoplamiento entre motor-bomba

Fuente [Autor]

Manómetro



Figura 3.21 Manómetro de 250 Bar

Fuente [Autor]

Se selecciona un manómetro que tenga un rango de presión mayor a la presión de trabajo del sistema (0-20 MPa)/ (0-200 bar).

Características del manómetro seleccionado:

Marca: International FPA

Rango de presión: 0-5000 Psi / 0-35 MPa / 0-350 bar

d) Filtro

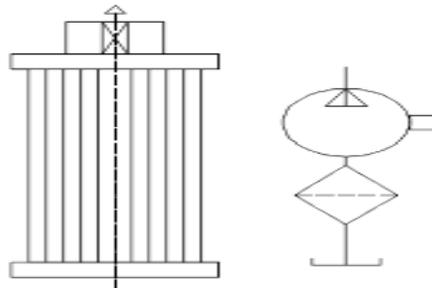


Figura 3.22 Acople motor bomba
Fuente [Autor]

Es necesario la utilización de un filtro en el conducto de aspiración del sistema hidráulico con el propósito de evitar el ingreso de partículas que pueden existir en el depósito.

e) Acoples hidráulicos y otros accesorios

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

Tabla 3.9 Lista de acoples hidráulicos

Acoples hidráulicos	
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 [Autor]



Figura 3.23 Nепlos Hidráulicos

Fuente [Autor]

Para llevar a cabo la construcción del sistema hidráulico también se debe seleccionar otros elementos como acoples, mangueras y accesorios necesarios para armar la tubería que no está sometida a presión.

Tabla 3.10 Lista de acoples para el sistema hidráulico

Otros acoples y accesorios	
Neplo Galvanizado ½ X 1"	3
Tee galvanizada hembra 1/2"	1
Abrazaderas 3/4"	3
Manguera 3/4"	2 m

Fuente [Autor]

3.2.3.12. Diseño del depósito hidráulico

Una de las funciones principales del depósito del sistema hidráulico es facilitar el enfriamiento y separación de contaminantes del fluido hidráulico, por lo que su tamaño será lo suficientemente grande para contener el fluido que requiere el sistema. Según [18, p. 128], 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:

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * Q_B \frac{l}{min} \quad \text{Ec.3.26 [18, p. 128]}$$

$$\text{Capacidad del depósito} = 3 * 5 \text{ litros} = 15 \text{ litros}$$

Se debe también tomar en cuenta que el depósito servirá de base para elementos como son soporte para el motor, bomba, válvulas direccionales, válvula de presión, manómetro, acoples hidráulicos y mangueras hidráulicas. Teniendo en cuenta las necesidades de espacio para los elementos en la baroladora de perfiles sobre la tapa del depósito, las dimensiones adoptadas son las que se muestra en la Figura 3.24. El volumen máximo que puede contener el tanque es:

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = (30 * 40 * 40) \text{ cm}^3$$

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = 48000 \text{ cm}^3$$

$$\text{Capacidad máxima del depósito} = 48 \text{ lt}$$

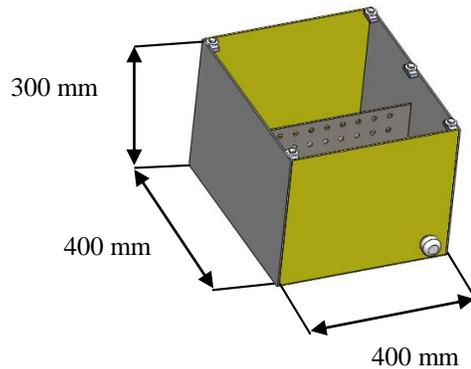


Figura 3.24 Esquema del depósito hidráulico

Fuente [Autor]

Con las dimensiones adoptadas para la construcción del tanque se cumple satisfactoriamente las necesidades del sistema hidráulico debido a que este puede contener hasta 3 veces el caudal máximo de la bomba como recomienda [18, p. 128] en su trabajo.

3.2.4. Diseño del sistema mecánico

La fuerza real que ejercen los actuadores hidráulicos será el punto de partida para el diseño de los elementos que conformarán el mecanismo de la máquina baroladora.

3.2.4.1. Fuerza real máxima ejercida por el actuador

La bomba adquirida para el sistema hidráulico trabaja a una presión de 20 MPa, se calcula la máxima fuerza ejercida por el actuador con esta presión, con la cual se diseñarán los elementos del sistema mecánico. Se parte de la Fórmula 3.7

$$\begin{aligned}P &= 20 \text{ MPa} \\A &= 0,004 \text{ m}^2 \\F &= P * A * 0,9 \quad (\text{Ec. 3.7}) \\F &= \left(20 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) * (0,004 \text{ m}^2) * 0,9 \\F &= 79521,56 \text{ N}\end{aligned}$$

3.2.4.2. 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, debido a que la máquina o elemento podrían resultar costosos y poco funcionales [20, p. 216]. Para la presente investigación el factor de seguridad tomado es $n = 1.5$, 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 baroladora de perfiles transmitirá la potencia por medio de engranajes y ejes. Entre los elementos con los que contará el mecanismo tenemos los que se muestran en la Figura 3.25

1. Rodillos deformadores
2. Actuador Hidráulico
3. Estructura
4. Engranajes
5. Brazos guías
6. Placas base
7. Conjunto hidráulico

8. Brazo separador

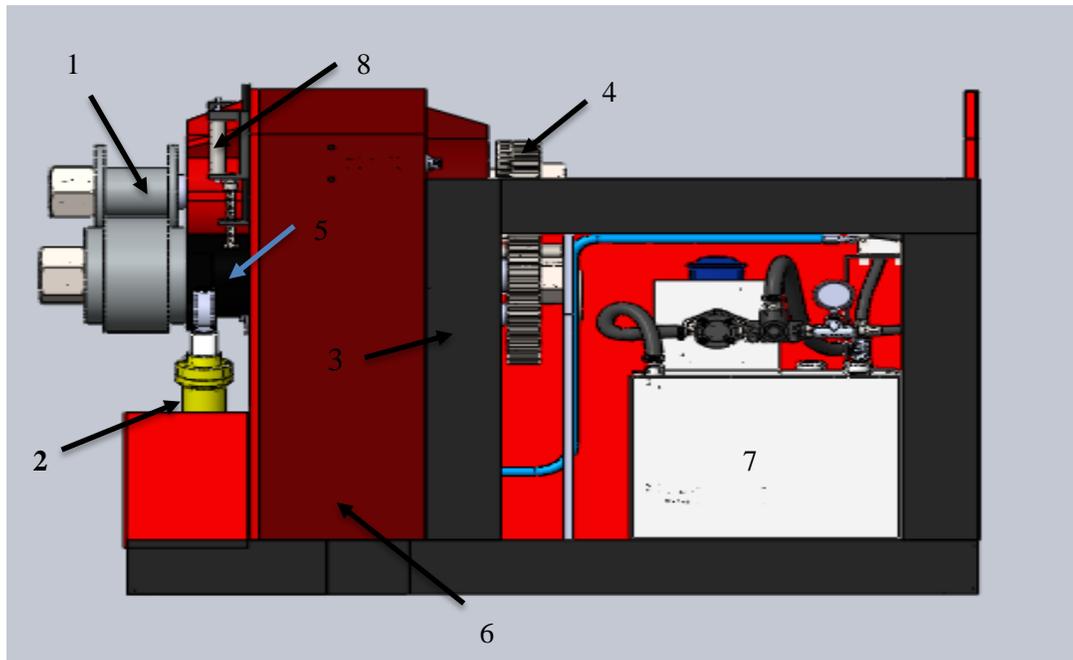


Figura 3.25 Esquema del ensamblaje estructura-mecanismo

Fuente [Autor]

3.2.4.3. Calculo de la deformación máxima del perfil

Una vez determinada la fuerza de barolado necesaria para deformar plásticamente el perfil deseado se procede a calcular las fuerzas que aparecen en el mismo para conocer la deformación que se genera.

3.2.4.4. Reacciones en los rodillos inferiores

Para el cálculo de las reacciones se en los rodillos se procede a analizar al perfil como una viga doble apoyada en los extremos a la cual se aplica una carga puntual en el centro como se muestra en la Figura 3.26.

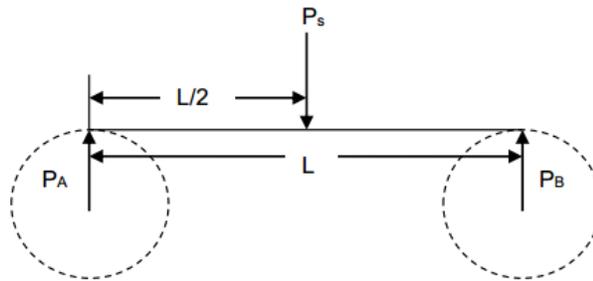


Figura 3.26 Reacciones generadas en los apoyos

Fuente [Autor]

Donde

$P_s = \text{Carga Aplicada}$

$P_A = \text{Reacción en el rodillo 1}$

$P_B = \text{Reacción en el rodillo 2}$

$$R_{AY} = \frac{F}{2}$$

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{159043,13}{2}$$

$$R_{AY} = R_{BY} = 79521,56 \text{ N}$$

Donde

$R_{AY} = \text{Reacción en el punto A}$

$F = \text{Fuerza para deformar plásticamente el perfil}$

3.2.4.5. Cálculo de la deformación

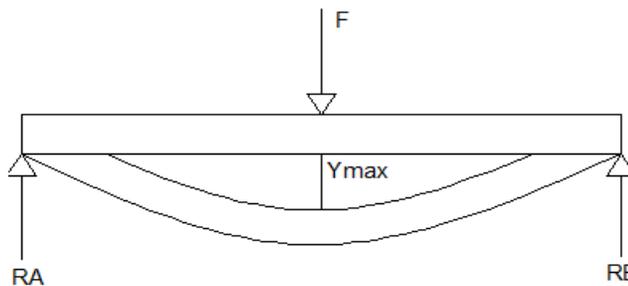


Figura 3.27 Deformación del perfil

Fuente [Autor]

$$Y_{max} = \frac{F * l^3}{48 * E * I} \quad (\text{Ec. 3.27}) [9, \text{p. 32}]$$

Donde

y_{max} = Deformación máxima

l = Distancia entre los rodillos

E = Módulo de elasticidad del acero inoxidable

I = Momento de inercia de la sección

E = Módulo de elasticidad del acero inoxidable 304 = 189,6 GPa. [13, p. 70].

$$I_{omega} = 5,96 \times 10^{-7} m^4$$

Cálculo de la deformación máxima en producida en el perfil omega

Tabla 3.11 Calculo de deformaciones máximas del perfil

	Omega
l	y Max [mm]
0,42	2,17
0,41	2,01
0,4	1,87
0,35	1,25
0,32	0,96
0,3	0,79
0,28	0,64
0,26	0,51
0,25	0,45
0,2	0,23
0,18	0,17
0,15	0,09
0,1	0,02

Fuente [Autor]

3.2.4.6. Cálculo del radio de curvatura máximo obtenible

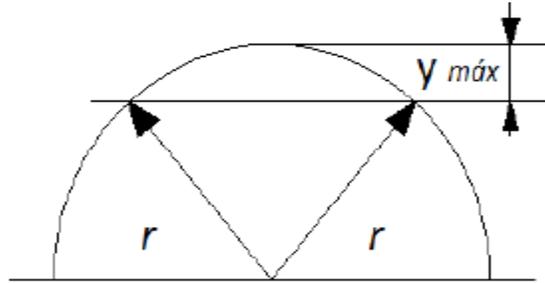


Figura 3.28 Radio de curvatura máximo obtenible de los perfiles a barolar

Fuente [Autor]

$$r = \frac{E * I}{M} \quad (\text{Ec. 3.28}) [9, \text{p. 72}]$$

$$r = \frac{E * I}{\frac{F * l}{4}}$$

Tabla 3.12 Cálculo del radio de curvatura máximo del perfil

l	Omega
	r Max [m]
0,42	6,77
0,41	6,93
0,4	7,1
0,35	8,1
0,32	8,8
0,3	9,4
0,28	10,1
0,26	10,9
0,25	11,3
0,2	14,21
0,18	15,7
0,15	18,9
0,1	28,4

Fuente [Autor]

3.2.4.7. Determinación de la potencia requerida para el barolado

Los perfiles serán movidos por medio de los rodillos inferiores y el superior por accionamiento mecánico, la potencia que se necesita en el sistema se la encuentra por medio de la fricción que existe entre el perfil y los rodillos deformadores que forman parte de la máquina. Los rodillos deformadores de la baroladora serán de acero debido a que las propiedades de este material son adecuadas para evitar el desgaste en el perfil mientras se realiza el proceso de barolado [1, p. 84]. La fuerza normal ejercida por los rodillos inferiores es.

$$F = F_{AY} = 79521,5 N$$

3.2.5. Coeficiente de roce estático

Para utilizar el coeficiente de rozamiento adecuado para nuestro diseño se tomó en consideración las tablas de coeficientes de fricción de algunos materiales para aceros, sobre aceros lo cual tenemos que. (Ver ANEXO A6)

$$\mu = 0,20$$

a. Fuerza de fricción estática

$$F_{rs} = \mu * F \quad (\text{Ec. 3.26}) [9, p. 84]$$

$$F_{rs} = 0,20 * 79521,5N$$

$$F_{rs} = 15904,3 N$$

Donde

F_{rs} = Fuerza de fricción estática

μ = Coeficiente de fricción estática

F = Fuerza de barolado

b. Diámetro de los rodillos

Según Héctor Daniel Bustamante Aravena [9, p. 98], en su investigación recomienda un diámetro para los rodillos deformadores de 150 mm para el curvado de los perfiles.

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

Torque generado en los rodillos inferiores.

$$T_i = F_{rs} * \frac{\phi}{2} \quad (\text{Ec. 3.29}) [9, \text{p. 98}]$$
$$T_i = 15904,3 * \frac{0,15 \text{ m}}{2}$$
$$T_i = 1192,82 \text{ N.m}$$

Donde

$T_i = \text{Torque generado en los rodillos inferiores}$

$F_{rs} = \text{Fuerza de fricción estática}$

$\phi = \text{Diámetro de los rodillos}$

d. Torque rodillo superior

El torque que se genera en el rodillo superior puede expresarse como.

$$T_s = T_i * 2 \quad (\text{Ec. 3.30}) [9, \text{p. 98}]$$
$$T_s = 1192,82 \text{ N.m} * 2$$
$$T_s = 2385,64 \text{ N.m}$$

e. Torque distribuido

Para poder calcular el torque distribuido los torques calculados de los rodillos superior e inferior de la baroladora se considera por separado el uno del otro, como si actuara el rodillo superior solo o como estuviera actuando los rodillos inferiores juntos. Según los cálculos anteriores el torque necesario para arrastrar el perfil para el proceso de barolado es de.

$$T = 2385.64 \text{ N.m}$$

Debido a que el torque que se produce en el barolado depende de la fuerza de rozamiento y a su vez de la fuerza normal que ejerce la máquina, el torque se distribuye como se muestra en la ilustración 3.29

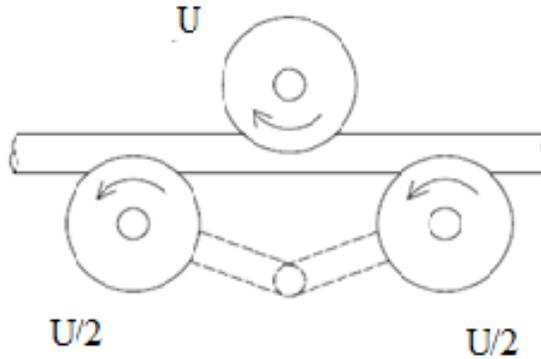


Figura 3.29 Torque distribuido de la máquina baroladora

Fuente [Autor]

Donde

$$U = \text{Factor de distribución del torque}$$

Mediante lo que se muestra en la ilustración 3.29 la distribución del torque se puede expresar como:

$$U + \frac{U}{2} + \frac{U}{2} = T \quad (\text{Ec. 3.29}) [9, \text{p. 45}]$$

$$U = \frac{T}{2}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación 3.29 se encuentran los torques inferiores igual a:

$$T_s = \frac{2385,64 \text{ N.m}}{2} = 1192,82 \text{ N.m}$$

$$T_i = \frac{1192,82 \text{ N.m}}{2} = 596,41 \text{ N.m}$$

3.2.5.1. Cálculo y selección engranes

Un método seguro y sólido de transmisión de la energía mecánica es el accionado por medio de engranajes. Para poder obtener un óptimo resultado de este sistema es fundamental seleccionar correctamente los engranajes respectivos.

a. Torque requerido por el engrane conductor

Se procede al cálculo del torque que necesita en el engranaje conductor, de modo que este nos sirva de dato al momento de seleccionar el torque del motorreductor a utilizar.

Tabla 3.13 Datos de los engranajes para transmitir potencia

Datos	Datos
$n_2 = 20$	$n_2 = 60$
$Z_2 = 42$	$Z_2 = 12$
$D_{p2} = 218,44 \text{ mm}$	$D_{p2} = 71,12 \text{ mm}$

Fuente [Autor]

Donde

$n = \text{Velocidad de giro}$

$Z = \text{número de dientes}$

$D_p = \text{Diámetro primitivo}$

El cálculo se realizará refiriéndose al eje superior, debido a que el torque requerido en él es mayor que en los rodillos inferiores.

Se sabe que el torque que se debe obtener en el eje es de:

$$T_1 = 1192,82 \text{ N.m}$$

Para calcular la fuerza requerida por el engrane se emplea la siguiente ecuación.

$$T = F \frac{D}{2} \quad (\text{Ec. 3.32}) [9, \text{ p. 48}]$$

De modo que despejando la fuerza requerida por el sistema y reemplazando los datos tenemos lo siguiente:

$$F = \frac{2 * T_2}{D_{p2}}$$

$$F = \frac{2 * 1192,82 \text{ N.m}}{0,0685\text{m}}$$

$$F = 34786,33 \text{ N}$$

Con la fuerza requerida ya calculada, se procede a calcular el torque en el engranaje.

$$T_1 = F \frac{D_{p1}}{2} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

$$T_1 = F \frac{D_{p1}}{2}$$

$$T_1 = 34786,33 \text{ N} * \frac{0,2286}{2}$$

$$T_1 = 3976,07 \text{ N.m}$$

b. Esquema de accionamiento de los rodillos y selección del motorreductor

El giro de los rodillos se realiza por medio de un motorreductor, el cual es capaz de generar un alto torque a muy baja velocidad de giro. Para la máquina baroladora se

considerara uno para accionar el conjunto de rodillos superior e inferior. La disposición del motorreductor y los respectivos mecanismos de accionamiento se muestran en la Figura 3.30

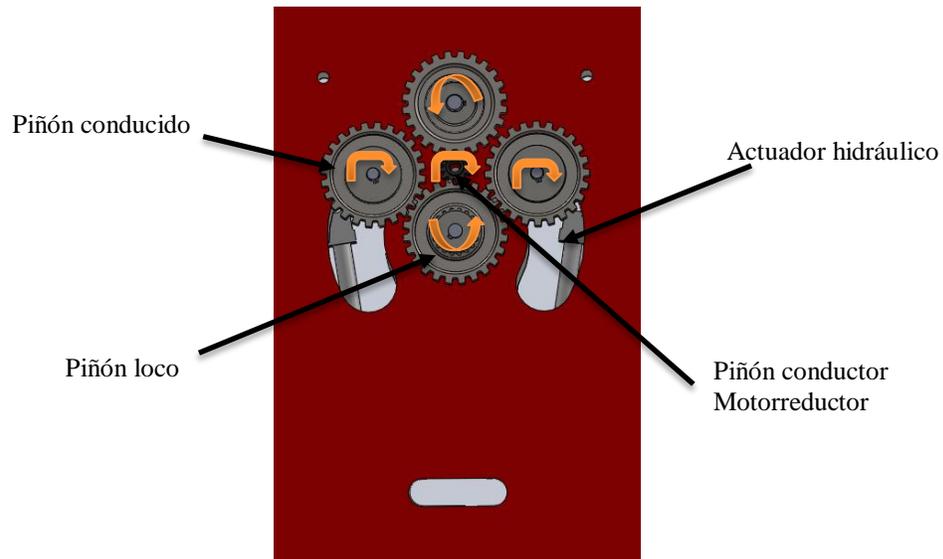


Figura 3.30 Esquema de accionamiento de los rodillos inferior y superior

Fuente [Autor]

En la Figura 3.30 se muestra la ubicación del motorreductor en la baroladora y como estos se conectarán para accionar los rodillos por medio del sistema de engranajes. Una de las claves para transmitir el torque a los rodillos inferiores, los cuales se moverán durante el proceso de barolado, es por medio de piñones locos, cuya función será de mantener en contacto los engranes en todo momento.

c. Velocidad de rotación de los rodillos deformadores

Una de las consideraciones más importantes a tomar en cuenta es la velocidad de giro de los rodillos. Para evitar que se produzcan resbalamientos al momento el arrastre del perfil durante el proceso de barolado, los tres rodillos deben girar a una misma velocidad, caso contrario se producirá ralladuras y el trabajo quedará mal realizado. Según la investigación de Agualongo Yanzapanta Luis Rolando [6, p. 100], la velocidad de rotación debe ser muy lenta con el propósito que el operador logre supervisar cuidadosamente el proceso de curvado del perfil, muchas máquinas que se ofertan en el mercado tienen una velocidad

de giro promedio de 5 a 14 rpm, por lo que se asume la velocidad de 10 rpm para el cálculo, con la finalidad de garantizar un buen funcionamiento de la máquina baroladora.

$$\omega = 10 \text{ rpm} = 1,04 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

3.2.5.2. Selección del motorreductor

El torque que debe producir el motorreductor para accionar el rodillo superior deberá ser el mismo que generará el conjunto de los rodillos inferiores. Estos datos nos dan a conocer que le motorreductor deberá tener el mismo torque y la misma velocidad de giro.

$$T = 3976,07 \text{ N.m}$$

A partir de los datos encontrados se procede a seleccionar un motorreductor en un catálogo de fabricante, teniendo en cuenta que exista en el mercado local (Ver Anexo C1)

Modelo = CMBIS 633

Potencia = 4,4 KW = 5,9HP

Velocidad motor = 1750 rpm

Torque = 3500 N.m

Reducción = 6,58

Factor de servicio = 0,85

a. Comprobación de la potencia de barolado

$$P_o = T_{\text{piñon}} * \text{Velocidad} \quad (\text{Ec. 3.33}) [6, \text{p. 101}]$$

$$P_o = 3976,07 \text{ N.m} * 1,04 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$P_o = 4163,73 \text{ Watt}$$

$$P_o = 5,5 \text{ HP}$$

Por parte de la empresa auspiciante del proyecto se adquirió un motor para el reductor de 5 HP

3.2.6. Diseño de ejes

El diseño de la baroladora contará con tres ejes principales, en los cuales se transmitirá el torque por medio de una rueda dentada, en el mismo se montará los rodillos deformadores como se muestra en la Figura 3.31

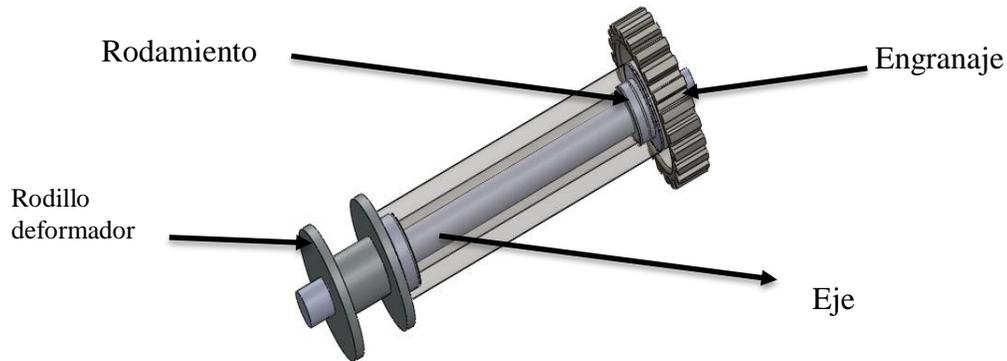


Figura 3.31 Eje deformador superior

Fuente [Autor]

Se analiza las cargas que actúan en el eje, para encontrar las reacciones en los apoyos se procede a dibujar los diagramas de corte y momentos flectores respectivos.

a. Momento flexionante máximo

Una vez analizado los planos se calcula el momento flector máximo, que servirá para la determinación del diámetro del eje. Para determinar el mismo se utilizó la teoría del esfuerzo cortante máximo y esfuerzo flexionante máximo.

$$M_R = \sqrt{(M_{x-y})^2 + (M_{x-z})^2} \quad (\text{Ec. 3.34}) [5, \text{p. 35}]$$

b. Esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\max} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.35}) [5, \text{p. 35}]$$

c. Esfuerzo flexionante máximo

$$\sigma_{max} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.36}) [5, \text{p. 35}]$$

d. El esfuerzo permisible

$$|\sigma| = \frac{\sigma_y}{fs} \quad (\text{Ec. 3.37}) [5, \text{p. 35}]$$

fs = Factor de seguridad

Teoría de falla, esfuerzo cortante y flexionante máximo.

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Ec. 3.38}) [5, \text{p. 35}]$$

El material a utilizar, será acero AISI 4340 templado y revenido a 426,67 °C puesto que este material es lo suficientemente resistente para soportar las cargas que actúan en el mismo y además ayuda a que el elemento no sea voluminoso. Una de las principales aplicaciones de este acero es la fabricación de piezas que requieren una buena combinación de dureza y tenacidad. Tornillería de alta resistencia templada y revenida de gran sección, levas de mando, engranes de máquinas, ejes para vehículos y camiones, discos de freno, cardanes, bielas para motores, y ejes de transmisión de grandes dimensiones.

e. Propiedades del acero AISI 4340 son:

Tabla 3.14 Propiedades mecánicas del acero AISI 4340

Grado del acero	Resistencia a la tracción		Límite de fluencia		Dureza (Brinell)
	$\frac{Kg}{mm^2}$	MPa	$\frac{Kg}{mm^2}$	MPa	
AISI 4340	198	1365	213	1469	430 HB

(Fuente: [11, p. 34])

f. Diseño del eje superior

Para determinar el diámetro del eje superior, se basará según el esquema mostrado en la Figura 3.32, en el cual se muestra la fuerza que actúa en el rodillo deformador. En base al esquema mostrado en esta figura, se realiza el diagrama de cuerpo libre en el cual se muestran las fuerzas que actúan en el eje superior como se ve en la Figura 3.33

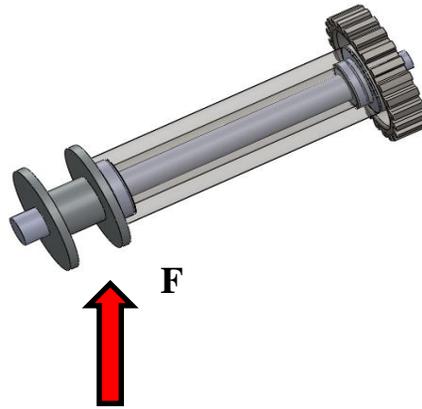


Figura 3.32 Eje deformador superior
Fuente [Autor]

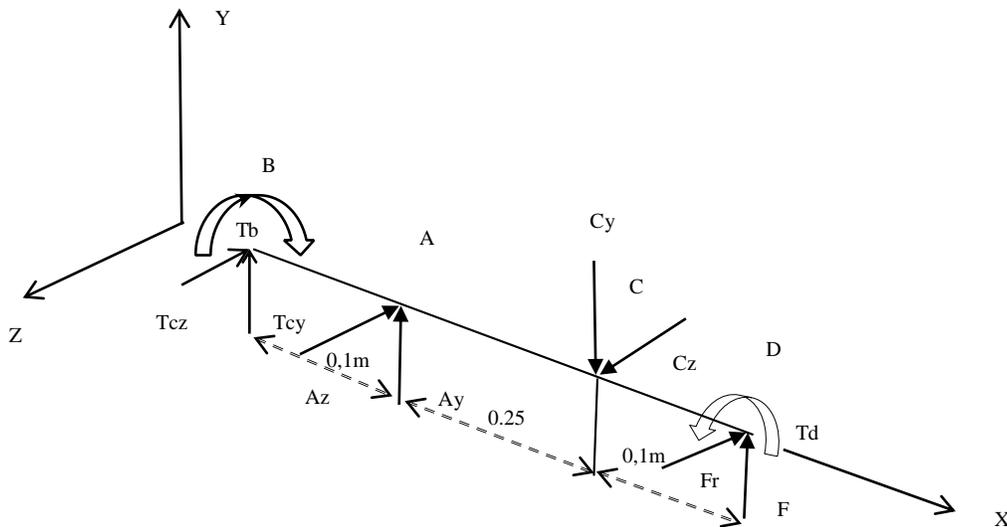


Figura 3.33 Diagrama de cuerpo libre del eje superior
Fuente [Autor]

El torque que se genera en el eje es

$$T = 1192,82 \text{ N.m}$$

Donde

$T_B = \text{Torque en el punto B}$

$T_D = \text{Torque en el punto D}$

La fuerza que se ejerce el engranaje para transmitir el torque al eje es de:

$$T_c = 34786,33 \text{ N}$$

Donde

$$T_c = \text{Fuerza que transmite el engranaje}$$

El ángulo de presión que poseen los engranajes es de 20° , de modo al descomponer de las fuerzas según los ejes z e y son:

$$T_{cz} = F_t = \frac{2 * T}{\phi \text{ Engranaje}} \quad (\text{Ec. 3.39}) [5, \text{ p. 28}]$$

$$F_t = \frac{2 * 1192,82}{0,2286} = 10435,9 \text{ N}$$

$$T_{cy} = F_r = \text{Tan } 20 * F_t \quad (\text{Ec. 3.40}) [5, \text{ p. 28}]$$

$$F_r = 10435,9 * \text{Tan}20 = 3798.35 \text{ N}$$

La fuerza de fricción que se ejerce en el eje superior es de:

$$F_r = 15904.31 \text{ N}$$

Con los datos anteriores ya calculados se plantea las ecuaciones de equilibrio para encontrar las reacciones en los apoyos y los momentos en cada plano para posteriormente calcular el diámetro del eje.

$$(\Sigma F_x = 0) \quad 0 = 0$$

$$(\Sigma F_y = 0) \quad A_y + T_{Cy} - C_y + F = 0$$

$$(\Sigma F_z = 0) \quad -A_z - T_{Cz} + C_z - F_r = 0$$

$$(\Sigma M_x = 0) \quad -T_B + T_D = 0$$

$$(\Sigma M_y = 0) \quad 0.1T_{Cz} - 0.25C_z + 0.35 F_r = 0$$

$$(\Sigma M_z = 0) \quad 0.1T_{Cy} - 0.25C_y + 0.35F = 0$$

Al desarrollar las ecuaciones anteriormente planteadas se obtienen los valores de las reacciones en los apoyos.

$$C_z = 18091.67 \text{ N}$$

$$C_y = 221141.04 \text{ N}$$

$$A_y = 58299.55 \text{ N}$$

$$A_z = 8248.53 \text{ N}$$

Una vez calculado todas las fuerzas que actúan en el eje se realiza los diagramas de corte y momento flector como se muestra en la Figura 3.34 y 3.35.

g. Plano X-Y

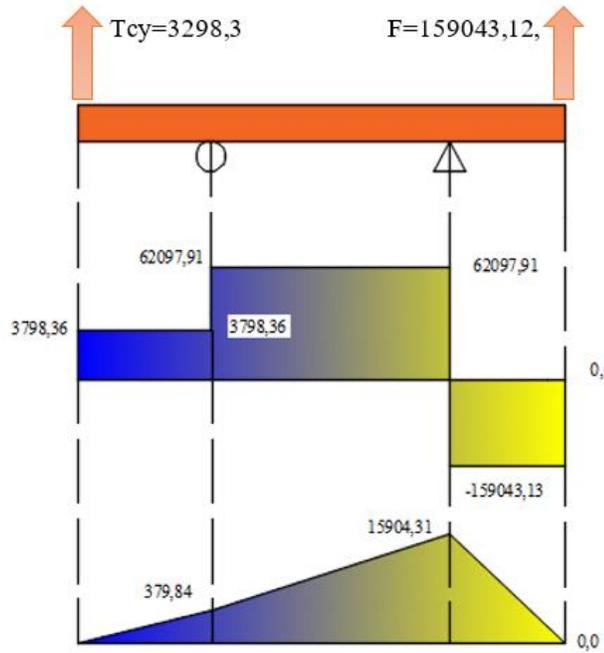


Figura 3.34 Diagrama de cortantes y momento flector plano x-y del eje superior

Fuente [Autor]

h. Plano X-Z

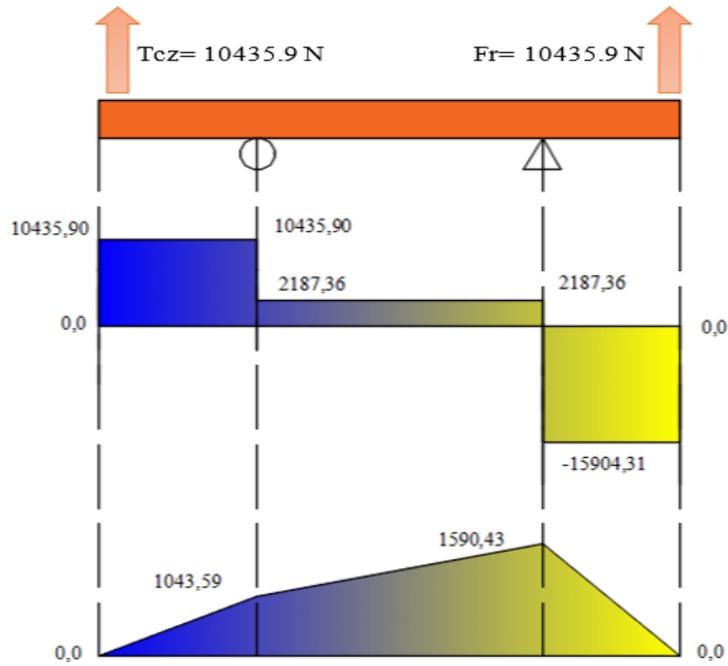


Figura 3.35 Diagrama de cortantes y momento flector plano x-z

Fuente [Autor]

Una vez analizados los planos x-y, x-z se procede a calcular el momento flector máximo, que servirá para la determinación del diámetro del eje con la siguiente formula.

$$M_R = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$M_R = \sqrt{(15904.31Nm)^2 + (1590,43Nm)^2}$$

$$M_R = 15983,63 Nm$$

Para determinar el diámetro del eje se utilizará la teoría del esfuerzo cortante y flexionante máximo. El esfuerzo permisible se calculara con un factor de seguridad de 1.5 por lo que se tiene.

$$\sigma_y = 1076 Mpa$$

Por lo tanto el esfuerzo permisible utilizando la fórmula

$$[\sigma]_{per} = \frac{1076 Mpa}{1.5} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$[\sigma]_{per} = 717,3 Mpa$$

i. Cálculo del diámetro del eje principal.

Datos

$$M_R = 15983,63 N.m$$

$$T_R = 1192,82 N.m$$

Para el cálculo del cortante máximo se usa la fórmula

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * 1192.82}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{6075}{d^3}$$

Esfuerzo flexionante máximo se calcula usando la fórmula 3.36 entonces será

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * 15983,63}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{162807,99}{d^3}$$

Una vez calculado el esfuerzo cortante y flexionante se procede a reemplazar los valores en la ecuación 3.38 y encontramos el diámetro del eje.

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$[717,33 \text{ MPa}] = \sqrt{\left(\frac{6075}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{162807,99}{d^3}\right)^2}$$

$$d = 0,073m$$

$$d = 2,8 \text{ in}$$

Una vez calculado el diámetro del eje superior se selecciona en un catálogo de un proveedor un eje con un diámetro normalizado en este caso se utilizara un eje de 60 mm para la construcción del eje superior. Con el diámetro seleccionado se procede a calcular el factor de seguridad real del elemento para verificar si el eje seleccionado soportará o no las cargas aplicadas al momento de barolar los perfiles.

j. Esfuerzo por flexión

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 15983,63N.m}{\pi * 0,060^3}$$

$$\sigma_x = 753.74 \text{ MPa}$$

k. Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (\text{Ec. 3.41}) [13, \text{p. 102}]$$

$$\tau = \frac{159043,13 \text{ N}}{2\left(\frac{\pi * (0.06\text{m})^2}{4}\right)}$$

$$\tau = 28,12 \text{ MPa}$$

Si se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 3.42}) [2, \text{p. 214}]$$

Reemplazando los esfuerzos que se producen en el elemento tenemos.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(753.74)^2 + 3(28,12)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 755.31 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad se reemplaza en la Ec. 3.37

$$n = \frac{1076 \text{ MPa}}{755.31 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.5$$

Una vez calculado el factor de seguridad real del elemento podemos evaluar si el eje es capaz o no de soportar las cargas aplicadas, como el factor de seguridad es mayor que 1 el diámetro seleccionado para el eje soportará adecuadamente las cargas actuantes.

3.2.6.1. Diseño del eje del inferior

Para diseñar el eje inferior se basara en la Figura 3.36 en el cual se muestra las fuerza que actúan sobre él, este elemento es encargado de transmitir la potencia del motorreductor a los rodillos deformadores inferiores los cuales son capaces de moverse independientemente con los actuadores hidráulicos para controlar el radio de barolado.

En base a la Figura 3.36 se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje inferior que se muestra en la Figura 3.37 para poder ubicar las fuerzas en cada punto.

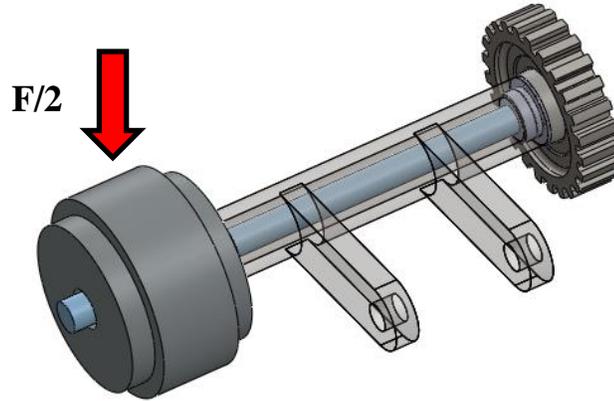


Figura 3.36 Eje deformador inferior
Fuente [Autor]

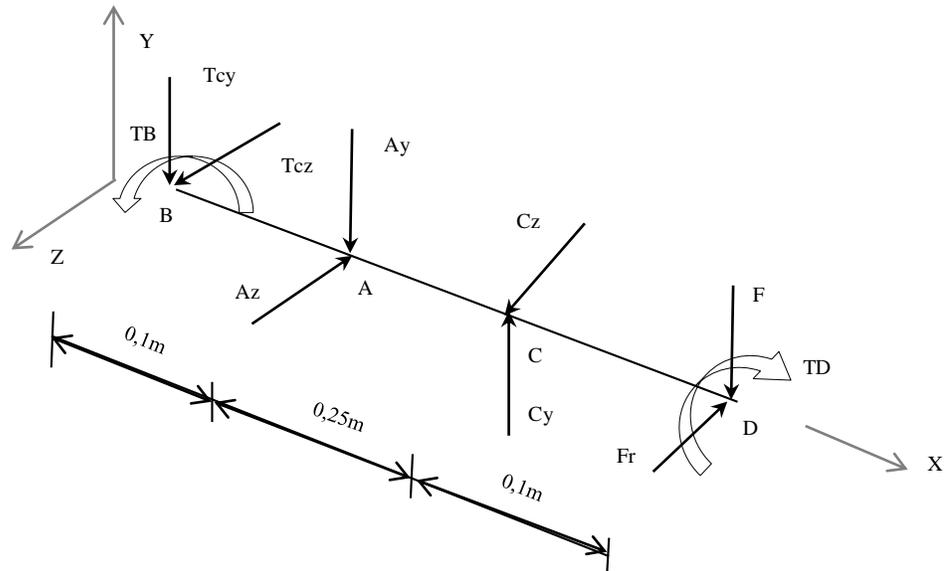


Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre eje inferior
Fuente [Autor]

El torque que se genera en el eje inferior es la mitad del generado en el eje superior.

$$T = 596,41 \text{ N.m} = T_B = T_D$$

Donde:

$T_B = \text{Torque en el punto B}$

$T_D = \text{Torque en el punto D}$

La fuerza que se ejerce el engranaje para transmitir el torque al eje inferior deberá ser la mitad que se ejerció para transmitir el torque al eje superior.

$$T_c = 17393,16 \text{ N}$$

Donde

$T_c = \text{Fuerza que transmite el engranaje}$

El ángulo de presión que poseen los engranajes es de 20° , de modo que al descomponer las fuerzas según los ejes z e y son:

$$T_{Cz} = F_t = \frac{2 * T}{\phi \text{ Engranaje}} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

$$F_t = \frac{2 * 596,41}{0,2286} = 5217,95 \text{ N}$$

$$T_{Cy} = F_r = * \text{Tan } 20 * F_t \quad (\text{Ec. 3.40})$$

$$F_r = 5217,95 * \text{Tan}20 = 1899,17 \text{ N}$$

La fuerza de rozamiento en los rodillos inferiores debe ser la mitad de la que se generó en los rodillos superiores por lo tanto se tiene

$$F_r = 7952,15 \text{ N}$$

Con los datos anteriores ya conocidos se plantea las ecuaciones de equilibrio para encontrar las reacciones en los apoyos y los momentos en cada plano, para posteriormente calcular el diámetro del eje.

$$(\Sigma F_x = 0) \quad 0 = 0$$

$$(\Sigma F_y = 0) \quad -A_y - T_{Cy} + C_y - F = 0$$

$$(\Sigma F_z = 0) \quad -A_z + T_{Cz} + C_z - F_r = 0$$

$$(\Sigma M_x = 0) \quad T_B - T_D = 0$$

$$(\Sigma M_y = 0) \quad -0.1T_{Cz} - 0.25C_z + 0.35 F_r = 0$$

$$(\Sigma M_z = 0) \quad -0.1T_{Cy} + 0.25C_y + 0.35 F = 0$$

Al desarrollar las ecuaciones anteriormente planteadas se obtienen los valores de las reacciones en los apoyos.

$$C_z = 9045.83 \text{ N}$$

$$C_y = 110570.52 \text{ N}$$

$$A_y = 29149.77 \text{ N}$$

$$A_z = 4124.26 \text{ N}$$

Una vez calculado todas las fuerzas que actúan en el eje inferior se realiza los diagramas de corte y momento flector como se muestra en la Figura 3.38 y 3.39

a. Plano X-Y

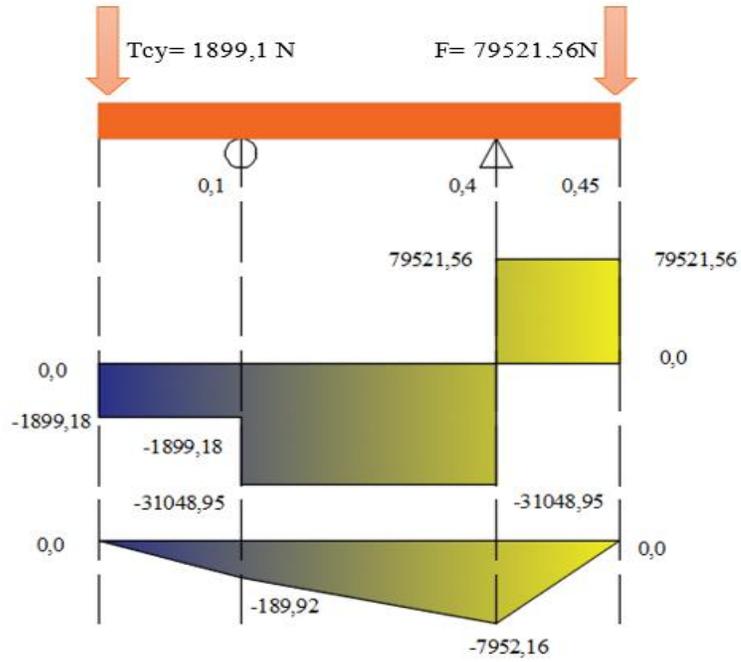


Figura 3.38 Diagrama de corte y momentos del eje inferior plano X-Y
Fuente [Autor]

b. Plano X-Z

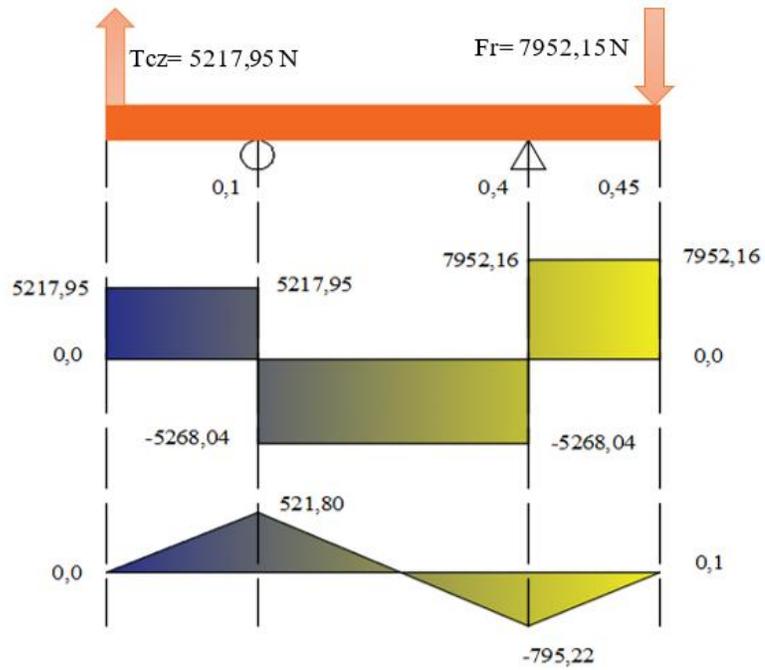


Figura 3.39 Diagrama de cortante y momentos plano z-x eje inferior
Fuente [Autor]

Una vez analizados los planos x-y, x-z se procede a calcular el momento flector máximo con la Fórmula 3.32, que luego nos servirá para la determinación del diámetro del eje deformador inferior.

$$M_R = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$M_R = \sqrt{(7952.15 \text{ Nm})^2 + (795,21 \text{ Nm})^2}$$

$$M_R = 7991,81 \text{ Nm}$$

Para determinar el diámetro del eje se utilizará la teoría del esfuerzo cortante y flexionante máximo. El esfuerzo permisible en el eje se calculara con un factor de seguridad de 1.5

$$\sigma_y = 1076 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto el esfuerzo permisible será:

$$[\sigma]_{per} = \frac{1076 \text{ MPa}}{1.5} \quad (\text{Ec. 3.37})$$

$$[\sigma]_{per} = 717,33 \text{ Mpa}$$

c. Cálculo del diámetro del eje inferior.

Datos

$$M_R = 7991.81 \text{ N.m}$$

$$T_R = 596.41 \text{ N.m}$$

d. Cortante máximo

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * 596,41}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3037,5}{d^3}$$

e. Esfuerzo flexionante máximo

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 * 7991,81}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{81403,99}{d^3}$$

Una vez calculado el esfuerzo cortante y flexionante máximo se procede a reemplazar los valores encontrados en la ecuaci3n 3.38 para encontrar el diámetro del eje inferior.

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

$$[682,5 \times 10^6 \text{ Pa}] = \sqrt{\left(\frac{3037,5}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{81403,99}{d^3}\right)^2}$$

$$d = 0,058 \text{ m}$$

$$d = 2.2 \text{ in}$$

Para trabajar con un diámetro normalizado se utilizara un eje de 50 mm para la construcci3n del eje inferior. Con el diámetro seleccionado se procede a calcular el factor de seguridad real del elemento el cual nos ayudará a determinar si el eje es capaz de resistir o no las cargas aplicadas en él durante el proceso de barolado.

f. Esfuerzo por flexi3n

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (\text{Ec. 3.36})$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 7991,81 \text{ N.m}}{\pi * 0,05\text{m}^3}$$

$$\sigma_x = 651,23 \text{ MPa}$$

g. Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (\text{Ec. 3.41})$$
$$\tau = \frac{79521,56 \text{ N}}{2\left(\frac{\pi * (0.05\text{m})^2}{4}\right)}$$
$$\tau = 20.24 \text{ MPa}$$

Si se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises se tiene

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

Reemplazando los esfuerzos que se producen en el elemento tenemos.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(651,23)^2 + 3(20.24)^2}$$
$$\sigma_{eq} = 652.17 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad se reemplaza el valor del esfuerzo equivalente en la Ec. 3.37

$$n = \frac{1076 \text{ MPa}}{652.17 \text{ MPa}}$$
$$n = 1.64$$

Una vez calculado el factor de seguridad y conocer que es mayor que 1 se asume que el diámetro seleccionado para el eje inferior soportará adecuadamente las cargas aplicadas en él durante el proceso de barolado.

3.2.6.2. Diseño de engranajes

Para el diseño de la máquina baroladora de perfiles se estima una velocidad de los ejes de 10 rpm, a partir de este dato se determinara la potencia que podrá transmitir el sistema. Los engranes serán de fabricados de acero AISI 4340 tratados térmicamente.

a. Calculo de la potencia requerida

Para poder calcular la potencia requerida se utilizara la siguiente fórmula.

$$H = T * n \quad (\text{Ec. 3.43}) [13, \text{p. 686}]$$

Donde

T = Par de torción o torque

n = Velocidad en rpm

H = Potencia en Kw

Desarrollo

n = 10 rpm

T = 3976,07 N.m

Reemplazamos los valores anteriores en la ecuación 3.43 y encontramos H transmitido por el sistema de engranajes.

$$H = 3976,07 \text{ N.m} * \frac{10 \text{ rpm}}{60 \text{ Seg}}$$

$$H = 0,88 \text{ HP}$$

b. Diseño del engranaje

Para el diseño de los engranajes se tomara en cuenta la rueda dentada de menor número de dientes debido a que se utilizará el factor de forma de Lewis (Y) donde los engranajes de menor número de dientes posee un menor factor de forma que los de mayor número de dientes. Para diseñar el engranaje se tomará en cuenta los siguientes datos iniciales.

Módulo = 5

Numero de dientes del engrane menor = 12

Ancho neto de la cara del elemento más angosto = 40 mm

Con los datos anteriores se procede a calcular el diámetro primitivo y el paso circular.

c. Paso circular

$$P = m * \pi \quad (\text{Ec. 3.44}) [9, \text{p. 656}]$$

$$P = 5 * \pi = 15.70 \text{ mm}$$

d. Cálculo del diámetro primitivo

$$Dp_p = m * z \quad (\text{Ec. 3.45}) [9, \text{p. 663}]$$

$$Dp_p = 5 * 12 = 60\text{mm}$$

e. Diseño del engranaje por flexión

Para el diseño a flexión se utiliza la siguiente formula

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{b m Y} \quad (\text{Ec. 3.46}) [13, \text{p. 671}]$$

Donde

σ = esfuerzo

K_v = Factor dinámico

W_t = Carga transmitida

b = Ancho de cara

m = Módulo

Y = Factor de forma de Lewis

A continuación se procede a determinar los datos que se necesitan para reemplazar en la ecuación 3.44 Para poder calcular la velocidad lineal del engranaje se utiliza la siguiente formula.

$$V = w * \frac{DP}{2} \quad (\text{Ec. 3.47}) [9, p. 746]$$

$$V = 10 \text{ rpm} * \frac{0,060m}{2}$$

$$V = 0,005 \frac{m}{s}$$

Una vez que se ha encontrado la velocidad en la línea de paso se calcula el factor dinámico Kv con la ecuación 3.46

$$K_v = \frac{3,05 + V}{3,05} \quad (\text{Ec. 3.48}) [13, p. 478]$$

Se reemplaza la velocidad en la línea de paso en la ecuación 3.47

$$K_v = \frac{3,05 + \frac{0,005m}{s}}{3,05} = 1$$

El factor de forma de Lewis (Y) para el engranaje será tomado de la Tabla 14-2 de [13, p. 430] Anexo C2. El factor de forma de Lewis para un engranaje de 12 dientes es de 0.245. Con la potencia calculada anteriormente se procede a determinar la carga transmitida mediante la siguiente formula.

$$W_t = \frac{60000 * H}{\pi * DP * n} \quad (\text{Ec. 3.49}) [13, p. 478]$$

Donde

Wt = Carga transmitida KN

H= Potencia, KW

d = Diámetro del engranaje, mm

n = Velocidad angular, rpm

$$W_t = \frac{60000 * 0,662 \text{ Kw}}{\pi * 60 * 10}$$

$$W_t = 21,09 \text{ KN}$$

Con los datos anteriormente determinados se procede a reemplazar en la ecuación 3.46

$$K_v = 1$$

$$Y = 0.245$$

$$W_t = 21090 \text{ N}$$

$$m = 5$$

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

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{b m Y} \quad (\text{Ec. 3.46}) [9]$$

$$\sigma = \frac{1 * 21090 \text{ N}}{40 * 5 * 0.245} = 431.19 \text{ MPa}$$

El material a utilizar en la construcción de los engranajes es el acero AISI 4340 cuyas propiedades son

$$\sigma_y = 1076 \text{ MPa}$$

Con los datos obtenidos anteriormente se procede a calcular el factor de seguridad del diseño del engranaje.

$$f_s = \frac{\sigma_y}{\sigma} \quad (\text{Ec. 3.37}) [9]$$

$$f_s = \frac{1076 \text{ MPa}}{431,19 \text{ MPa}} = 2.4$$

Una vez determinado el factor de seguridad f_s de 2,4 se puede garantizar el buen funcionamiento y la resistencia del engranaje para transmitir el torque proveniente del motor reductor.

3.2.6.3. Diseño del brazo giratorio

El brazo giratorio es el elemento que se encarga de transmitir la potencia desde los pistones a los rodillos deformadores este a su vez se une al eje central el cual permite que los brazos puedan girar libremente y permitir controlar el radio de barolado del perfil como se puede ver en la Figura 3.40. El brazo giratorio se diseñara a partir de placas metálicas que serán analizadas a esfuerzos cortantes y de flexión.



Figura 3.40 Brazo giratorio

Fuente [Autor]

En la figura 3.41 se muestra el diagrama de cuerpo libre del brazo giratorio con las fuerzas que actúan en sobre él.

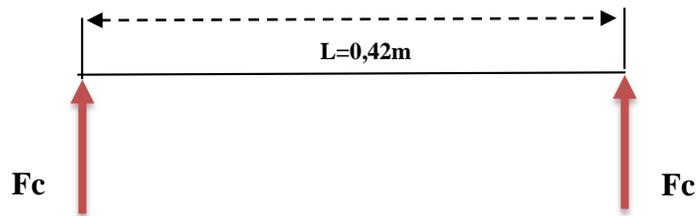


Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre del brazo giratorio

Fuente [Autor]

Para el análisis de las fuerzas presentes en el brazo giratorio se analizara a este elemento como una viga en voladizo.

$$M_A = F * l \quad (\text{Ec. 3.50}) \quad [9, \text{p. 86}]$$

Donde

F = Fuerza ejercida por el cilindro

l = Longitud del brazo

$$M_A = 79521,56 \text{ N} * 0,21 \text{ m}$$

$$M_A = 16938,09 \text{ N.m}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A - F = 0$$

$$R_A = F$$

El material a utilizarse en la construcción del brazo giratorio será acero A - 529 y sus propiedades son las que se muestran en la Tabla 3-15, este material presenta una buena resistencia mecánica que ayuda al brazo para soportar las cargas que se generan en el al accionarse los actuadores hidráulicos.

Tabla 3.15 Propiedades del acero A 529

Grado del acero	Resistencia a la tracción		Límite de fluencia		Elongación%
	$\frac{Kg}{cm^2}$	MPa	$\frac{Kg}{cm^2}$	MPa	
ASTM A 529	3518	345	4945,62	485	21

Fuente: [11, p. 245]

Con la sección transversal del brazo giratorio que se muestra en la Figura 3.42 se procede a calcular el momento de inercia de la sección.

Donde:

b = Base = 30 mm

h = Altura = 150 mm

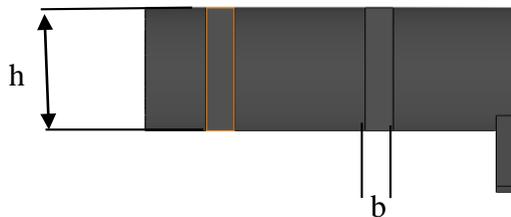


Figura 3.42 Sección transversal brazo giratorio y soporte
Fuente [Autor]

Para una sección rectangular el momento de inercia se calcula con la siguiente fórmula

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ec. 3.51 [13, p. 1059]}$$

$$I = \frac{0,03 * 0,15^3}{12}$$
$$I = 8,43 \times 10^{-6} m^4$$

Es necesario saber si el material seleccionado resiste la carga aplicada para lo cual se determina el esfuerzo por flexión, esfuerzo cortante y los respectivos factores de seguridad para aceptar o rechazar la selección.

a. Diseño del brazo giratorio a esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{(Ec. 3.1) [9]}$$

$$\sigma = \frac{16938,09 N \cdot m * 0,075 m}{8,43 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\sigma = 150,56 \text{ Mpa}$$

b. Calculo del factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad se trabajara con un esfuerzo permisible de 230 MPa del material.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{(Ec. 3.37) [9]}$$

$$n = \frac{230 \text{ MPa}}{150,56 \text{ MPa}}$$

$$n = 1,52$$

El factor de seguridad calculado está dentro del rango de nuestro diseño por lo que se acepta las dimensiones del brazo giratorio. Para poder analizar si el brazo giratorio

resistirá el esfuerzo a cortante se utilizará el área transversal del mismo para lo cual nos guiamos en la Figura 3.43

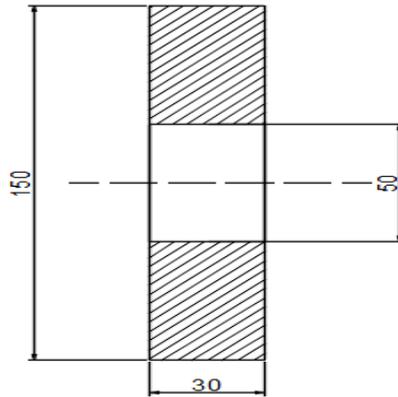


Figura 3.43 Sección transversal del brazo giratorio

Fuente [Autor]

$$A = \text{base} \times \text{altura} \quad (\text{Ec. 3.52}) \quad [9, \text{p. 1060}]$$

$$A = (0,03 \times 0,15) - (0,03 \times 0,05)$$

$$A = 0,003 \text{ m}^2$$

c. Esfuerzo cortante

$$V = R_A$$

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad (\text{Ec. 3.53}) \quad [13, \text{p. 94}]$$

$$\tau = \frac{3 * 79521.56 \text{ N}}{2 * 0.003 \text{ m}^2}$$

$$\tau = 39,76 \text{ MPa}$$

El esfuerzo permisible al cortante viene dado por la siguiente fórmula

$$\tau_{perm} = 0.5 \sigma_y \quad (\text{Ec. 3.54}) \quad [9, \text{p. 376}]$$

$$\tau_{perm} = 0.5 * 345 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 172.5 \text{ MPa}$$

Una vez calculado el esfuerzo permisible al corte τ_{per} y el esfuerzo cortante, se calcula el factor de seguridad lo cual tenemos.

$$f_s = \frac{\tau_{perm}}{\tau} \quad (\text{Ec. 3. 37}) [9]$$

$$f_s = \frac{172,5}{39,76}$$

$$f_s = 4.33$$

Con el cálculo anterior se asegura que el brazo giratorio soportará adecuadamente los esfuerzos cortantes producidos al momento del rolado debido a que el factor de seguridad calculado sobrepasa el factor de diseño general de la máquina.

3.2.6.3.1. Diseño del eje central

El eje central es el elemento encargado de unir a los brazos guías, para poder ajustar la baroladora al tamaño del perfil a doblar y modificar el radio de rolado como se muestra en la Figura 3.44. El brazo giratorio podrá rotar 35° como ángulo máximo determinado a partir de los diámetros de paso de los engranajes, al descomponer la fuerza ejercida por el cilindro con este ángulo se tiene la fuerza real que actúa en el eje central como se muestra en la Figura 3.45



Figura 3.44 Mecanismo de eje central y brazo guía
Fuente [Autor]

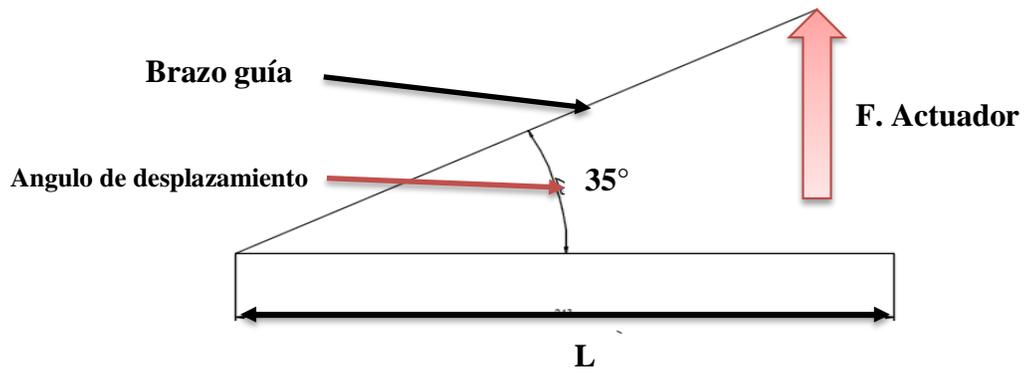


Figura 3.45 Desplazamiento del brazo guía

Fuente [Autor]

Donde

$$F = 79521,56 \text{ N}$$

$$L_{eje} = 0,25 \text{ m}$$

$$\theta = 35^\circ$$

$$F_{eje} = \frac{F}{\tan 35}$$

Ec. 3.55 [6, p. 359]

$$F_{eje} = \frac{110446,6 \text{ N}}{\tan 35}$$

$$F_{eje} = 113568,56 \text{ N}$$

Con el valor de F_{eje} calculamos el momento máximo producido en el eje central como se muestra en la Figura 3.46

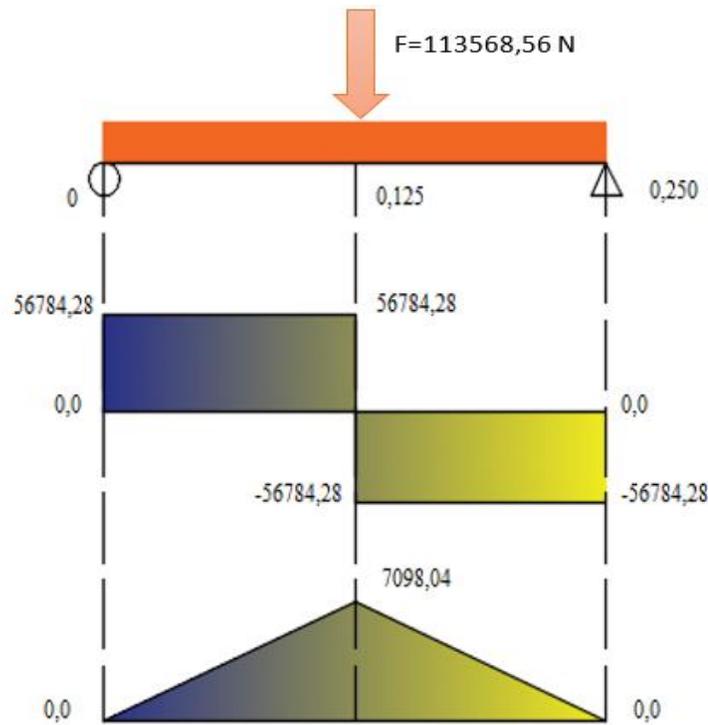


Figura 3.46 Momento máximo generado en el eje guía

Fuente [Autor]

El momento máximo que se genera en el eje guía es de 7098.03 N.m . El material que se utilizará para diseñar el eje central es el AISI 4340 debido a que este elemento soporta grandes cargas, para calcular el diámetro del eje partimos de la ecuación de esfuerzo Ec. 3.1

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

$$\sigma = \frac{M * \frac{D}{2}}{\frac{\pi D^4}{64}}$$

$$D^3 = \frac{32M}{\pi * \sigma} \quad \text{Ec. 3.56 [9, p. 355]}$$

Para el diseño del eje se trabajara con un factor de seguridad de 2 por lo que el esfuerzo permisible será de 538 MPa

$$D^3 = \frac{32 * 7098.03 \text{ N.m}}{\pi * 538 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$D = 0,051 \text{ m}$$

Por lo tanto se seleccionara un diámetro de 2 in para el eje central de la baroladora. Con el diámetro seleccionado se procede a calcular el factor de seguridad real del elemento.

a. Esfuerzo por flexión

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (\text{Ec. 3.56})$$

$$\sigma_x = \frac{32 * 7098,03 \text{ N.m}}{\pi * 0,05\text{m}^3}$$

$$\sigma_x = 538 \text{ MPa}$$

b. Esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (\text{Ec. 3.41}) [2]$$

$$\tau = \frac{113568,56 \text{ N}}{2\left(\frac{\pi * (0.05\text{m})^2}{4}\right)}$$

$$\tau = 19,29 \text{ MPa}$$

Si se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 3.42}) [2]$$

Reemplazando los esfuerzos que se producen en el elemento tenemos.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(538 + 3(19,29))^2}$$

$$\sigma_{eq} = 539,03 \text{ MPa}$$

Para calcular el factor de seguridad se reemplaza en la Ec. 3.37

$$n = \frac{11076MPa}{539,03MPa}$$

$$n = 1,99$$

Como el factor de seguridad calculado es mayor que 1 se aceptan las dimensiones del eje debido a que este soportará adecuadamente las cargas generadas durante el proceso de rolado de los perfiles.

3.2.6.3.2. Diseño del eje para el actuador

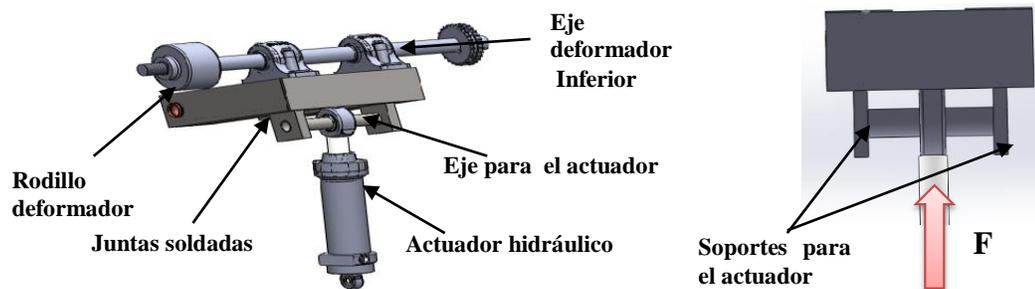


Figura 3.47 Esquema del eje para el actuador
Fuente [Autor]

La fuerza que se ejerce sobre el eje que conecta el actuador hidráulico con el brazo giratorio se puede representar como se muestra en la Figura 3.47. Según como se configura el eje representado anteriormente se puede observar que este está sometido a esfuerzo cortante doble según [20]. Un dato importante a conocer para el diseño del eje es que el diámetro del mismo debe ser de 1 in, (25.4 mm), debido a que la conexión para el eje del actuador hidráulico tiene esa dimensión de fábrica, por lo que se buscara el material adecuado del eje para soportar la carga.

a. Diseño a esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (\text{Ec. 3.41}) [2]$$

Para el diseño se trabajó con un factor de seguridad $n = 2$, el esfuerzo máximo permisible en el eje será:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} \quad (\text{Ec.3.37}) [20]$$

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

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

$$\tau_{perm.} = \frac{S_y}{2} \quad (\text{Ec.3.57}) [9, p. 67]$$

Al reemplazar el área transversal del eje del actuador y el esfuerzo cortante máximo permisible en la Ec. 3.39, tenemos:

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

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

Ec. 3.58 [9, p. 102]

Si reemplazamos los datos en la ecuación 3.58 se tiene:

$$S_y = \frac{4(79521.56 \text{ N})}{\pi(0,0254\text{m})^2} = 156,93 \text{ MPa}$$

$$S_y > 156,93 \text{ MPa}$$

Con el valor de S_y encontrado se selecciona de catálogos de proveedores de aceros el eje que cumpla con estos requerimientos:

- $D = 1 \text{ pulgadas}$
- $S_y > 156,93 \text{ MPa}$

El eje seleccionado tiene las siguientes características:

Eje de transmisión AISI 1018

- $D = 1$ pulgadas
- $S_y = 235$ MPa (Ver ANEXO A8)

Se calcula entonces el factor de seguridad del eje:

$$n = \frac{S_y}{\tau} \quad (\text{Ec. 3.37}) [9]$$

$$n = \frac{235 \text{ MPa}}{156,93 \text{ MPa}} = 1.5$$

Como el factor de seguridad calculado es mayor que 1, el elemento soportará adecuadamente la carga a la que está sometido en el proceso de barolado por lo tanto se acepta la selección del material para el eje.

3.2.6.4. Diseño de soportes para el actuador

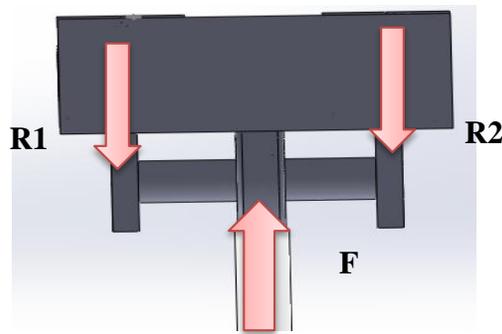


Figura 3.48 Fuerza aplicada al eje del actuador

Fuente [Autor]

La fuerza F que se ejerce en cada soporte del actuador será igual a las reacciones en los apoyos $R1$ y $R2$ como se muestra en la Figura 3.48, El cálculo de estas reacciones se los

realiza en base a una viga simplemente apoyada como se indica a continuación en la Figura 3.49

Datos:

$$F = 79521.56 \text{ N}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

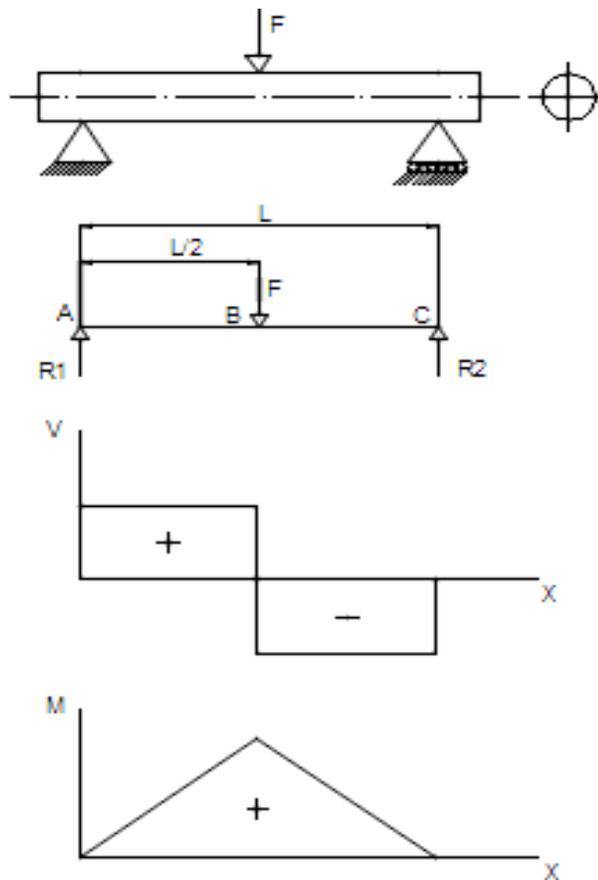


Figura 3.49 Diagrama de cuerpo libre, cortante y momento flector del eje para el actuador

Fuente [Autor]

Se calculan las reacciones R_1 , R_2 . Que son las fuerzas aplicadas a cada soporte del actuador.

$$R_1 = R_2 = \frac{79521.56 \text{ N}}{2} = 39760,78 \text{ N}$$

A continuación se representa el soporte para el actuador como una viga en voladizo con carga intermedia como se ve en la figura 3.50

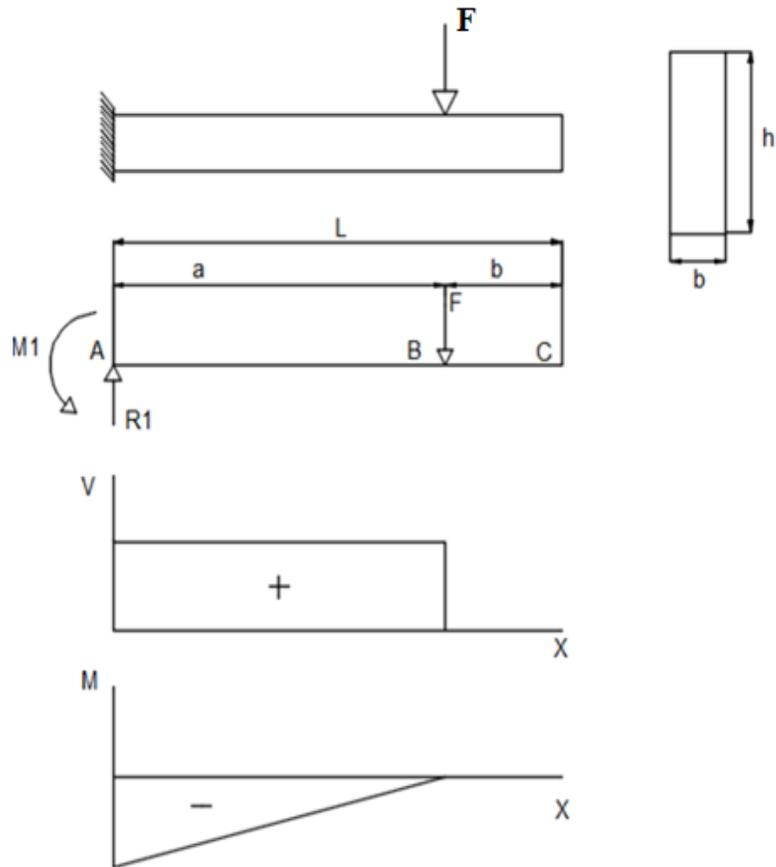


Figura 3.50 Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del soporte

Fuente [Autor]

Datos:

$$F = 55223,3 \text{ N}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

Se calcula la reacción R_1 y también el momento máximo M en la viga

$$R_1 = F = 39760.78 \text{ N}$$

Cálculo del valor del momento máximo:

$$M = F * a \quad (\text{Ec. 3.50})$$

$$M = 39760,78 * 0,07 \text{ m}$$

$$M = 2783,25 \text{ N.m}$$

A continuación se utiliza la Ec. 3.1 de esfuerzo por flexión y se reemplaza los valores de c e I de acuerdo con la sección rectangular de los soportes lo cual tenemos:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

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

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{Ec. 3.51}) [13]$$

La ecuación de esfuerzo máximo por flexión para la sección rectangular nos queda entonces de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} \quad (\text{Ec. 3.59}) [2, \text{ p. 128}]$$

Al igual que todo el diseño se trabaja con un factor de seguridad $n = 2$; y el material con el que se fabricó este elemento es acero ASTM A 36, $S_y = 250 \text{ MPa}$ (Ver ANEXO A10), tenemos que el esfuerzo máximo permisible del elemento es:

$$\sigma_{perm.} = \frac{S_y}{n} \quad (\text{Ec. 3.37}) [9]$$

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

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

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

Dimensiones de la placa de sujeción para el actuador

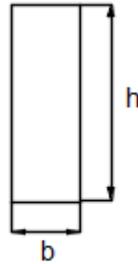


Figura 3.51 Dimensiones de las placas soporte de los actuadores
Fuente [Autor]

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

Se determinará la altura necesaria de la placa para soportar la carga aplicada a este elemento, se utiliza la Ec. 3.59

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

$$h = \sqrt{\frac{6(2783,25 \text{ N.m})}{0,03 * (125 \text{ MPa})}}$$

$$h = 0,066 \text{ m} = 66 \text{ mm}$$

Se obtuvo para el elemento las siguientes características:

$$h = 70 \text{ mm}$$

Con las dimensiones del elemento encontradas anteriormente se calcula el esfuerzo por flexión real que se genera en la placa

$$\sigma = \frac{6M}{bh^2} \quad (\text{Ec. 3.59})$$

$$\sigma = \frac{6(2783,25 \text{ N.m})}{(0,03 \text{ m})(0,07 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = 113.6 \text{ MPa}$$

a. Cálculo por corte:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.41 [9]}$$

$$A = (0,03 * 0,07) - (0,03 * 0,0254)$$

$$A = 1,33 * 10^{-3} m^2$$

$$\tau = \frac{39760,78 N}{1,33 * 10^{-3} m^2}$$

$$\tau = 29,71 MPa$$

Utilizando la Ec. 3.40 de esfuerzos equivalentes de Von Mises, se calcula el esfuerzo total que se generará en el soporte del eje del actuador:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.3.42 [20]}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(113,6MPa)^2 + 3(29,71 MPa)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 124,71 MPa$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$
$$n = \frac{250 MPa}{124,71 MPa}$$

$$n = 2$$

El elemento soportará la carga máxima ejercida por el actuador hidráulico con un factor de seguridad de 2 por lo que se considera aceptable el diseño.

3.2.6.5. Diseño de las chavetas

Para la construcción de las chavetas para los ejes superior e inferior se trabajará con el acero al carbono SAE 1010 laminado en frío con una resistencia a la fluencia de $S_y = 292,2 MPa$. (Ver Anexo A 11).

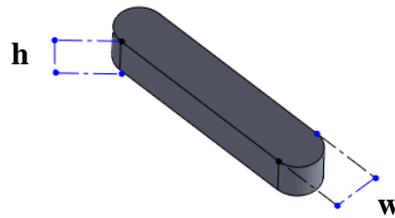


Figura 3.52 Chaveta eje superior

Fuente [Autor]

$$S_y = 292,2 \text{ MPa}$$

$$S_{y \text{ perm}} = 0,588 * S_y$$

$$S_{y \text{ perm}} = 168,59$$

Donde

$S_{y \text{ perm}}$ = Esfuerzo de fluencia permisible del material

a. Ancho de la chaveta superior

Como se muestra en la Figura 3.52 para diseñar una chaveta de cara cuadrada para un diámetro de eje comprendido entre 2 ¼ de pulgada y 2 ¾ de pulgada de la Tabla de dimensiones para cuñas rectangulares y cuadradas de tipo estándar tenemos según [13, p. 365] (VER ANEXO C3).

$$w = 15 \text{ mm}$$

$$h = 12 \text{ mm}$$

$$\text{profundidad} = 5,5 \text{ mm}$$

La longitud mínima de la cuña debe ser igual al diámetro del eje

$$l_c = \phi_{eje} = 60 \text{ mm}$$

c. Esfuerzos en la chaveta

Esfuerzos de corte

$$\tau = \frac{2 * T_{rodillo}}{w * l_c * \phi_{eje}} \quad (\text{Ec. 3.60}) \quad [9, \text{p. 112}]$$

$$\tau = \frac{2 * 2385664 \text{ N.m}}{0,015\text{m} * 0,06\text{m} * 0,06\text{m}}$$

$$\tau = 88.35 \text{ MPa}$$

Donde

τ = Esfuerzo de corte

$T_{rodillos}$ = Torque en el rodillo superior

w = Ancho de la cuña

l_c = Longitud de la cuña

\emptyset_{eje} = Diámetro del eje en el que se instalará la cuña

c. Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_{Aplas} = \frac{4 * T_{rodillo}}{w * l_c * \emptyset_{eje}} \quad \text{Ec. 3. 61 [9, p. 112]}$$

$$\sigma_{Aplas} = \frac{4 * 2385,64 \text{ N.m}}{0,015\text{m} * 0,06\text{m} * 0,06\text{m}} = 176.71 \text{ MPa}$$

d. Factor de seguridad de la chaveta

Factor de seguridad por falla de corte

$$n_{corte} = \frac{S_y \text{ perm}}{\tau} \quad \text{Ec. 3.37 [9]}$$

$$n_{corte} = \frac{168,59 \text{ MPa}}{88.35 \text{ MPa}} = 1,9$$

e. Factor de seguridad de falla por aplastamiento

$$n_{aplastamiento} = \frac{S_y}{\sigma_{Aplas}} \quad \text{Ec. 3.37 [9]}$$

$$n_{aplastamiento} = \frac{292,2 \text{ MPa}}{176.71 \text{ MPa}} = 1,65$$

Al realizar los anteriores cálculos podemos comprobar que los factores de seguridad tanto como para corte y aplastamiento son mayores a 1, lo cual nos indica que la chaveta no fallará y su diseño es aceptable.

f. Diseño de la chaveta para el eje inferior

$$S_y = 292,2 \text{ MPa}$$

$$S_{y \text{ perm}} = 0,588 * S_y$$

$$S_{y \text{ perm}} = 168,59$$

Para diseñar una chaveta de cara cuadrada para un diámetro de eje comprendido entre 2 ¼ de pulgada y 2 ¾ de pulgada de la Tabla de dimensiones para cuñas rectangulares y cuadradas de tipo estándar tenemos. (Ver ANEXO C3)

$$w = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$\text{profundidad} = 4 \text{ mm}$$

La longitud mínima de la cuña debe ser igual al diámetro del eje

$$l_c = \varnothing_{eje} = 60 \text{ mm}$$

Esfuerzos en la chaveta

g. Esfuerzos de corte

$$\tau = \frac{2 * T_{rodillo}}{w * l_c * \varnothing_{eje}} \quad \text{Ec. 3.60 [9]}$$

$$\tau = \frac{2 * 1192,82 \text{ N.m}}{0,012\text{m} * 0,06\text{m} * 0,06\text{m}}$$

$$\tau = 55,22 \text{ MPa}$$

h. Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_{Apl\acute{a}s} = \frac{4 * T_{rodillo}}{w * l_c * \phi_{eje}} \quad \text{Ec. 3.61 [9]}$$

$$\sigma_{Apl\acute{a}s} = \frac{4 * 1192,82 \text{ N.m}}{0,012\text{m} * 0,06\text{m} * 0,06\text{m}} = 110,44 \text{ MPa}$$

i. Factor de seguridad de la chaveta

Factor de seguridad por falla de corte

$$n_{corte} = \frac{S_y \text{ perm}}{\tau} \quad \text{Ec. 3.37 [9]}$$

$$n_{corte} = \frac{168,59 \text{ MPa}}{55,22 \text{ MPa}} = 3$$

j. Factor de seguridad de falla por aplastamiento

$$n_{aplastamiento} = \frac{S_y}{\sigma_{Apl\acute{a}s}} \quad \text{Ec. 3.37 [9]}$$

$$n_{aplastamiento} = \frac{292,2 \text{ MPa}}{110,44 \text{ MPa}} = 2,64$$

Al realizar los anteriores cálculos podemos comprobar que los factores de seguridad tanto como para el esfuerzo de corte y aplastamiento son mayores a 1, lo cual nos indica que la chaveta no va a fallar y su diseño es aceptable.

3.2.6.6. Selección de rodamientos

La magnitud de las cargas es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Por lo general los rodamientos de rodillos suelen soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas de tamaños similares. La capacidad de carga estática C_o se utiliza en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas < 10 rpm.

a. Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de vida.

Para seleccionar los rodamientos que se utilizarán en la máquina baroladora de perfiles nos basamos principalmente en la carga que debes soportar el eje otro factor muy importante que nos ayuda en la selección de los rodamientos es el diámetro de eje en el cual serán montados dichos elemento.



Figura 3.53 Rodamiento de rodillo [13]

Para la máquina baroladora de perfiles se utiliza rodamientos de rodillos (Figura 3.53) debido a que las cargas que soporta el rodillo deformador al momento del curvado son elevadas. Las cargas aplicadas al eje superior son las siguientes, punto C.

$$C_y = 221 \text{ KN}$$

$$A_y = 58 \text{ KN}$$

Por lo tanto la reacción resultante en el punto c será:

$$R_C = \sqrt{C_y^2 + A_y^2} \quad \text{Ec. 3.62 [13, p. 250]}$$

$$R_C = \sqrt{221^2 + 58^2} = 228 \text{ KN}$$

Diámetro del agujero del rodamiento debe ser de 55 mm

Velocidad de funcionamiento = 10 rpm

Carga en KN = 228 en el punto C

Con los parámetros anteriores se selecciona el siguiente rodamiento

Catálogo SKF modelo NU2311 (Ver ANEXO D)

Diámetro del agujero interno = 55 mm

Diámetro total del rodamiento = 120 mm

Capacidad de carga dinámica C = 232 KN

Calculando el diámetro medio del rodamiento se tiene

$$d_m = 0,5(d + D)$$

$$d_m = 0,5(55 + 120) = 87.5 \text{ mm}$$

Con el valor de dm estimamos el valor de v1 (VER ANEXO D1)

$$V1 = 890 \frac{\text{mm}^2}{\text{seg}}$$

Con este valor estimamos la viscosidad cinemática del lubricante (VER ANEXO D2). La temperatura de funcionamiento de la máquina baroladora será a temperatura ambiente 20 °C. Con estos valores se puede calcular que se utilizara un lubricante ISO VG 220 para la adecuada lubricación del rodamiento.

b. Cálculo de la vida nominal del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad \text{Ec. 3.63 [13, p. 252]}$$

$$L_{10} = \left(\frac{232}{228}\right)^{\frac{10}{3}} = 1.05 \text{ millines de rpm}$$

En horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} l_{10}$$
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 10} * 1.05 = 17661,42 \text{ horas}$$

Por lo tanto se determina que el rodamiento deberá ser reemplazado cuando cumpla 17660 horas de funcionamiento.

c. Selección de rodamientos para el eje inferior

Los rodamientos que se seleccionan para los ejes inferiores, al igual que para el eje superior serán de rodillos cilíndricos.

Diámetro del agujero del rodamiento 60 mm

Velocidad de funcionamiento = 10 rpm

Carga en KN = 110 en el punto C

Las cargas aplicadas al eje inferior son las siguientes, punto C.

$$C_y = 110 \text{ KN}$$

$$A_y = 29 \text{ KN}$$

Por lo tanto la reacción resultante en el punto C será:

$$R_C = \sqrt{C_y^2 + A_y^2} \quad \text{Ec. 3.62 [13, p. 250]}$$

$$R_C = \sqrt{110^2 + 29^2} = 113 \text{ KN}$$

Carga en KN = 113 en el punto C

Con los parámetros anteriores seleccionamos el siguiente rodamiento

Catálogo SKF modelo UN 2211 (Ver ANEXO D3)

Diámetro del agujero interno = 55 mm

Diámetro total del rodamiento = 100 mm

Capacidad de carga dinámica C = 120 KN

Calculando el diámetro medio del rodamiento se tiene

$$d_m = 0,5(d + D)$$

$$d_m = 0,5(55 + 100) = 77.5 \text{ mm}$$

Con el valor de dm estimamos el valor de v1 (Ver ANEXO D1)

$$V1 = 900 \frac{\text{mm}^2}{\text{seg}}$$

Con este valor estimamos la viscosidad cinemática del lubricante (Ver ANEXO D2). La temperatura de funcionamiento de la máquina baroladora será a temperatura ambiente 20 °C. Con estos valores se puede calcular que se utilizara un lubricante ISO VG 220 para la adecuada lubricación del rodamiento.

d. Cálculo de la vida nominal del rodamiento

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = \left(\frac{120}{113}\right)^{\frac{10}{3}} = 1.22 \text{ millines de rpm}$$

En horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} l_{10} \quad \text{Ec. 3.63 [13, p. 252]}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 10} * 1,22 = 20333.33 \text{ horas}$$

Por lo tanto se determina que el rodamiento deberá ser reemplazado cuando cumpla 20333 horas de funcionamiento.

3.2.6.7. Resistencia de juntas soldadas

Los soportes de los actuadores están soldados al brazo guía y la estructura por lo que es necesario comprobar la resistencia de la junta soldada para asegurar que la misma no falle durante el proceso de rolado. Consideraciones para el diseño de la junta soldada.

- Junta en voladizo
- La fuerza se considera estática según [2] $F = 79521 \text{ N}$
- Material de la estructura acero ASTM A36
- La soldadura es a filete
- Electrodo ER 70S-6
- Factor de seguridad $n = 2$

a. Diseño de la junta soldada

Se obtienen las ecuaciones de diseño de la junta de acuerdo al tipo de unión de las piezas (VER ANEXO E)

$$A = 0.707H(B + 2D) \quad \text{Ec. 3.64 [13, p. 466]}$$

$$y^- = \frac{d^2}{b + 2d} \quad \text{Ec. 3.65 [13, p. 466]}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y^- + (b + 2d)(y^-)^2 \quad \text{Ec. 3.66 [13, p. 466]}$$

$$I = 0,707hI_u \quad \text{Ec. 3.67 [13, p. 469]}$$

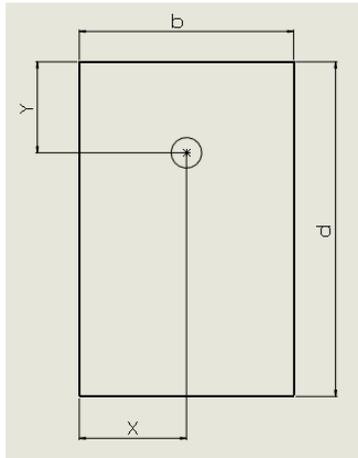


Figura 3.54 Patrón de diseño de una junta soldada [13, p. 465]

Donde:

A = Área de la garganta

\bar{y} = Ubicación del centro de gravedad con respecto al eje y

I_u = Segundo momento unitario del área

I = Segundo momento del área, con base en el área de soldadura de la garganta

b, d = Dimensiones de la parte soldada del elemento en voladizo

h = Tamaño de la soldadura

Datos

$b = 30\text{mm} = 0,03\text{m}$

$d = 120\text{ mm} = 0.12\text{ m}$

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

Reemplazando los datos en las ecuaciones 3.64, 3.65, 3.66, 3.67 se tiene:

$$A = 0.707H(B + 2D) \qquad \text{Ec. 3.64 [13, p. 466]}$$

$$A = 0,707 * 0,02 * (0,03 + 2 * 0,12) = 0,0038 \text{ m}^2$$

$$y^- = \frac{d^2}{b + 2d} \quad \text{Ec. 3.65 [13] pág. 466}$$

$$y^- = \frac{120\text{m}^2}{0,03\text{m} + 2(0,12)} = 0,053 \text{ m}$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y^- + (b + 2d)(y^-)^2 \quad \text{Ec. 3.66 [13, p. 466]}$$

$$I_u = \frac{2 * 0,12^3}{3} = 0,000384\text{m}^3$$

$$I = 0,707hI_u \quad \text{Ec. 3.67 [13, p. 469]}$$

$$I = 0,707(0,02)(0,000384) = 5,42 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

b. Cálculo del esfuerzo cortante primario

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.41 [9, p. 102]}$$

$$\tau' = \frac{79521,56 \text{ N}}{0,0038\text{m}^2} = 20,82 \text{ MPa}$$

c. Calculo del esfuerzo cortante secundario

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad \text{Ec. 3.68 [13, p. 477]}$$

$$\tau'' = \frac{79521,56 \text{ N} * 0,007\text{m} * 0,035\text{m}}{5,42 \times 10^{-6} \text{m}^4} = 35,88 \text{ MPa}$$

d. Calculo del esfuerzo cortante máximo

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad \text{Ec. 3.69 [13, p. 477]}$$

$$\tau = \sqrt{20,82^2 + 35,88^2} = 35,88 \text{ MPa}$$

Comprobación de la resistencia del material de aporte bajo el criterio de energía de la distorsión según [13].

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. 3.37 [9, p. 35]}$$

$$n = \frac{0,577 * 415 \text{ MPa}}{35,88 \text{ MPa}} = 5,77$$

e. Comprobación de la resistencia del metal base (Voladizo)

$$\sigma = \frac{M}{I/C} = \frac{M}{b \cdot d^2/6} \quad \text{Ec. 3.70 [13, p. 477]}$$

$$\sigma = \frac{M}{I/C} = \frac{M}{b \cdot d^2/6} = \frac{79521,56m^4}{\frac{0.03 * 0,12^2}{6}} = 77.31 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. 3.37 [9, p. 35]}$$

El material de la estructura es de acero ASTM A 36 por lo cual usamos el S_y de 250 MPa.

$$n = \frac{250}{77,31} = 3,23$$

Los factores de seguridad calculados se producen cuando el actuador hidráulico ejerce la máxima fuerza, por lo tanto se puede concluir que el material de aporte del electrodo y el metal base tienen una buena resistencia y la junta soldada se considera aceptable.

3.2.7. Diseño del sistema eléctrico

3.2.7.1. Diseño del circuito de mando

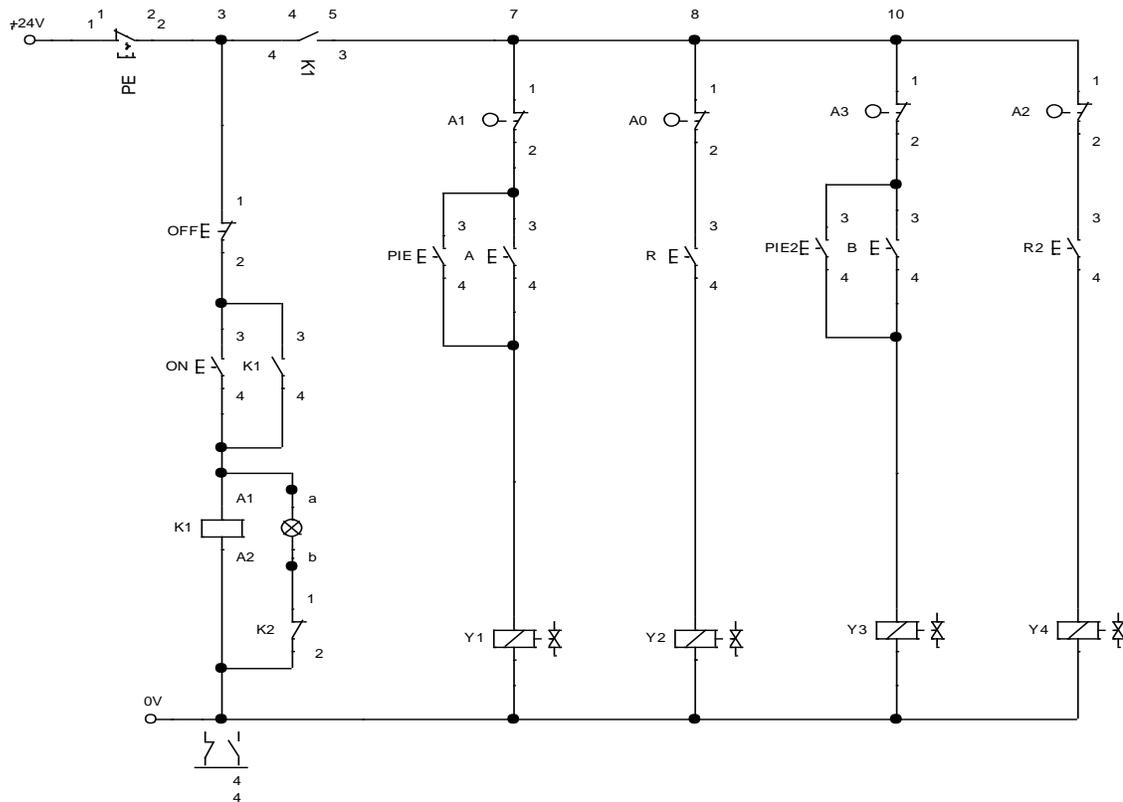


Figura 3.55 Circuito de mando del motor eléctrico y actuador hidráulico

Fuente [Autor]

El sistema eléctrico de la máquina baroladora es el encargado de energizar el motor eléctrico, la bomba hidráulica y el motor reductor, mediante el diseño de este sistema se podrá controlar la bomba hidráulica y las válvulas direccionales las cuales son encargadas de producir el avance y el retroceso del actuador hidráulico, el mismo también será capaz de controlar el motorreductor el cual es el encargado de transmitir la potencia necesaria a los rodillos para producir la deformación del material a barolar. El accionamiento de los componentes del sistema eléctrico se realizara por medio de un voltaje de 220 V, por tal motivo el sistema de mando también será alimentado por una corriente trifásica, en la Figura 3.55 se esquematiza el circuito de mando de la máquina baroladora.

a. Circuito de mando del motor electrico

Por medio del pulsador ON (NA), se energizará el motor del sistema hidraulico y todo el circuito de mando, una luz piloto indicará que el sistema está encendido. Mientras que el pulsador OFF (NC), permitirá desenergizar totalmente el sistema.

b. Circuito de mando del actuador hidráulico

Para diseñar el circuito de mando de la central hidráulica de la máquina baroladora se instalaran finales de carrera en los actuadores con el fin de proteger a los mismos en el caso que se siga dando paso al fluido hidráulico cuando el actuador ha a llegado al final de su rrecorrido. En este circuito cada actuador se mueve independientemente uno del otro por lo tanto con el pulsador 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 a su vez Y2, el pulsador se desactivará cuando el microswitch A1 (NC) se abra. De igual manera se debe mantener presionado los pulsadores tanto para el avance como retroceso del cilindro hidraulico. Como en esta máquina los actuadores se mueven independientemente el avance del cilindros b se lo realiza con el pulsador B el cual activa el avance mediante Y3 y se desactiva con el microswitch A3 que se abre por accion del propio actuador y el retroceso de este cilindro es controlado por R1 respectivamente.

3.2.7.2. Circuito de potencia del motor para la central hidráulica

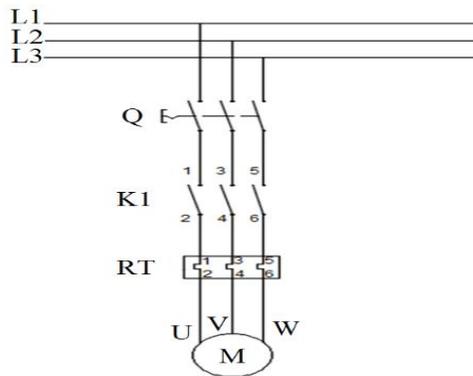


Figura 3.56 Circuito de potencia del motor eléctrico

Fuente [Autor]

Elementos necesarios para realizar el circuito de mando:

- Contactores: K1
- Pulsadores: 1 NC, 5 NA
- Pulsador de enganche tipo hongo: 1 NC
- Pulsador de pie: 2 NA
- Luz piloto: 1
- Microswitch: 2 NC, 1 NA
- Cable flexible

a. Elementos necesarios para el circuito de potencia:

- Breaker o interruptor trifásico (Q)
- Contactor (K1)
- Relay térmico (RT)
- Motor trifásico (M)
- Enchufe trifásico
- Cable trifásico

3.2.7.3. Selección de elementos eléctricos

El voltaje que se utilizara para el circuito eléctrico serán 220 V en corriente alterna debido a que el motor eléctrico funciona con esta tensión. 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:

- **Luz piloto:** $L1 = 25 \text{ mA}$, (Ver ANEXO F)
- **Solenoides:** $Y1 = Y2 = Y3 = Y4 = 0,85 \text{ A}$
- **Motor:** $8,89 \text{ A}$ (Ver ANEXO B3)

$$A = ((0,025) + 4 \times 0,85 + 8,89) = 12.32 \text{ A}$$

3.2.8. Diseño de la placa base

Un punto muy importante a tener en cuenta es el diseño de la placa base, debido a que la misma es encargada de soportar las cargas de los elementos mecánicos, hidráulicos y de los componentes eléctricos. Debido a la presencia de estas cargas es necesario tener estructuras rígidas, estables que puedan soportar a las mismas las cuales se producirán durante el funcionamiento del equipo. Para el diseño de las placas base en las cuales estará montado el sistema mecánico encargado del barolado del perfil se tendrá en cuenta la fuerza ejercida por los actuadores hidráulicos. Teniendo en cuenta las dimensiones de los actuadores hidráulicos, central hidráulica, ruedas dentadas y las matrices de deformación del mecanismo se dimensiona la placa como se muestra en la Figura 3.57, para diseñar la estructura de la baroladora se utilizara un software de análisis por elementos finitos, el espesor que se aplicaran a las placas es de 15 mm, la fuerza con la que se realizara el modelado para el análisis es de 80000 N, que es la máxima que produce la central hidráulica además el material de las placas es de acero ASTM A-36 para realizar el análisis se realizan los siguientes pasos.

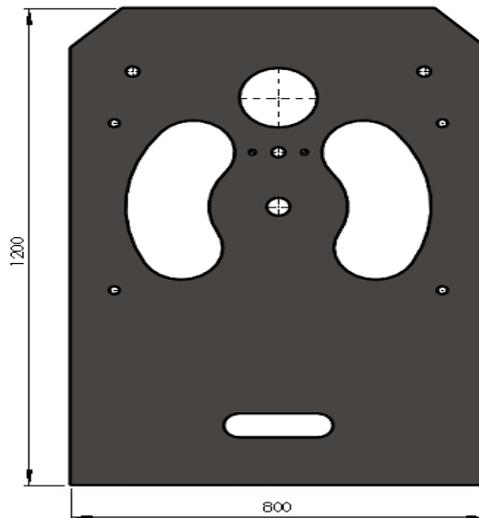


Figura 3.57 Dimensiones de la estructura

Fuente [Autor]

Con la geometría mostrada anteriormente se realizará el análisis estático con la ayuda de un programa de diseño para poder comprobar la resistencia del material al someterlo a las cargas de trabajo.

1. Dimensionamiento de la placa base delantera

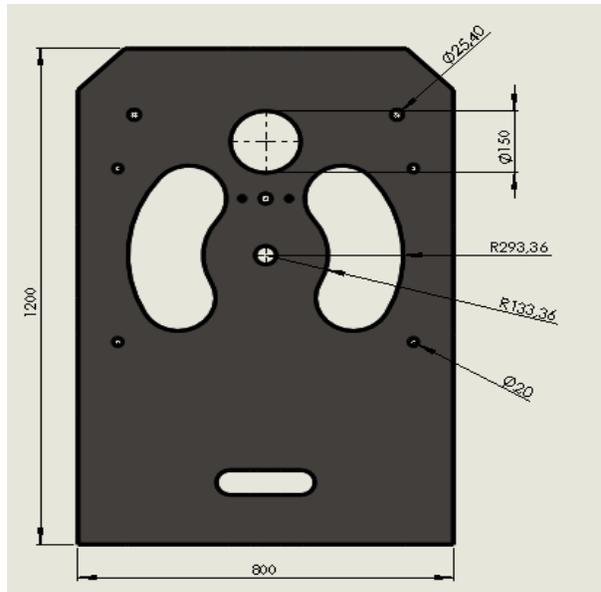


Figura 3.58 Geometría de la estructura de la baroladora

Fuente [Autor]

Aplicación de espesor de la placa metálica

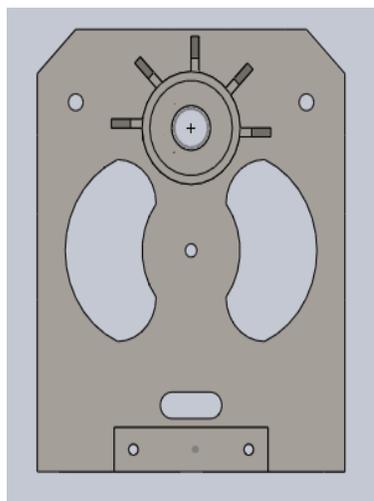


Figura 3.59 Generar el espesor de la placa/ Estructura

Fuente [Autor]

2. Aplicación de sujeciones, cargas (Carga producida al momento de barolar el perfil)
 $F= 150000 \text{ N}$.

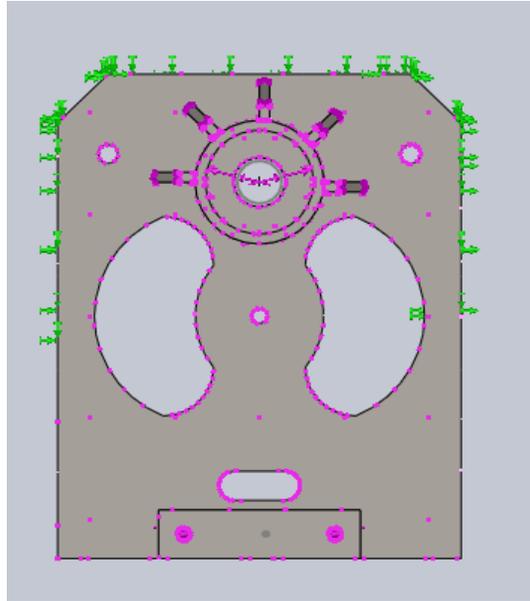


Figura 3.60 Definición de la fuerza al sistema de análisis

Fuente [Autor]

4. Creación del mallado

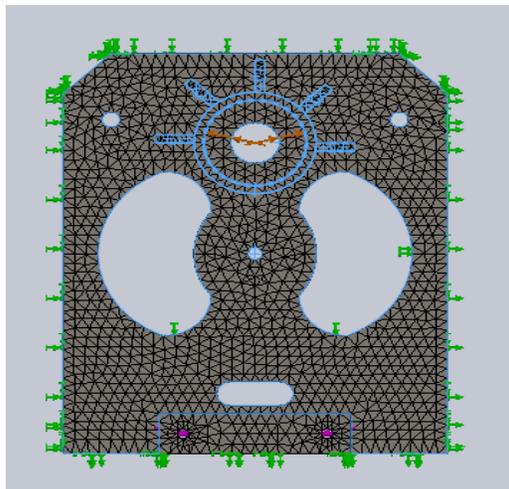


Figura 3.61 Generación de mallado

Fuente [Autor]

5. Generación de resultados

a. Esfuerzo máximo y mínimo resultantes.

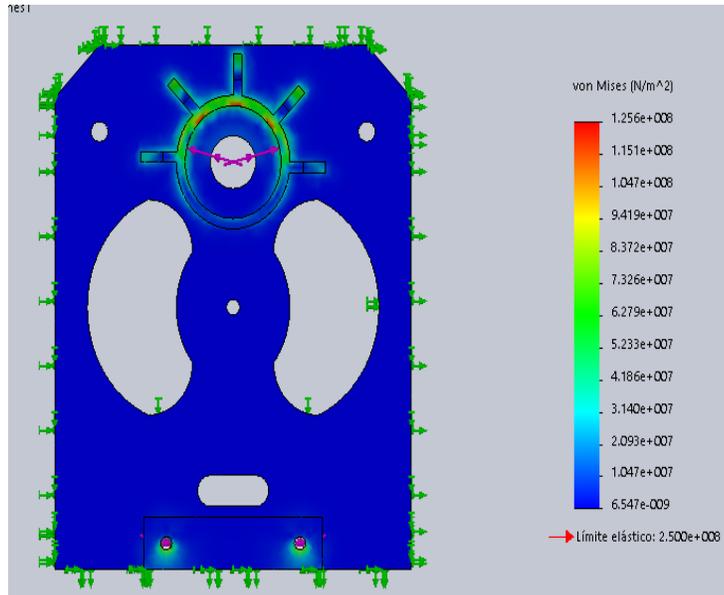


Figura 3.62 Deformaciones producidas en la estructura

Fuente [Autor]

b. Factor de seguridad.

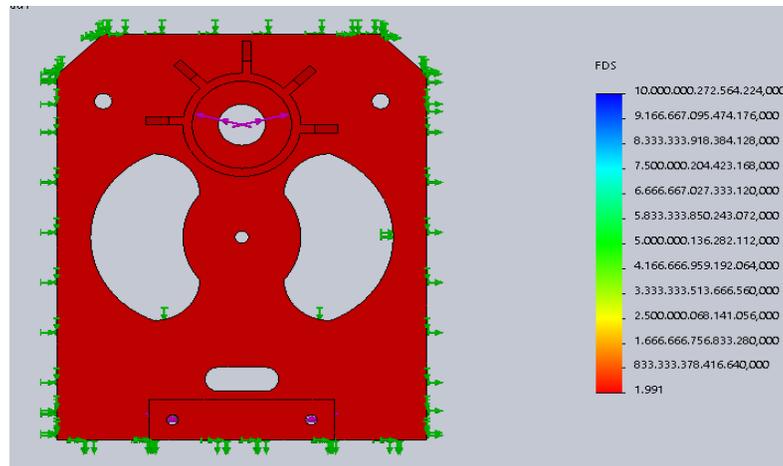


Figura 3.63 Determinación del factor de seguridad de la estructura

Fuente [Autor]

Encontramos que el factor de seguridad mínimo proporcionado por la simulación tiene un valor de $n = 1,9$, esto cuando se trabaja con la baroladora a su máxima capacidad, por medio de los datos obtenidos se puede asegurar que la tapa soporte delantera de 15 mm de espesor soportara adecuadamente las fuerzas que se generan durante el proceso de barolado. En la Figura 3.64 se muestra como queda finalmente la estructura de placas metálicas que contiene al sistema mecánico para el barolado de perfiles.

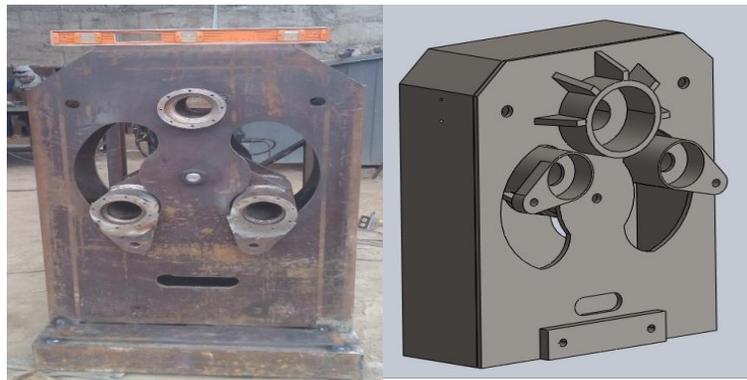


Figura 3.64 Conjunto armado de la estructura y mecanismo
Fuente [Autor]

Elementos necesarios para la construcción de la estructura

Para la construcción de la máquina baroladora se usó una soldadora SMAW con electrodos 6011 y 7018 y soldadura GMAW con alambre MIG AWS ER 70S-6 de 9 mm de diámetro para toda la estructura soldada.

Tabla 3.16 Elementos necesarios para la construcción de la estructura

Elemento	Unidad	Cantidad
Perfil UPN 80 ASTM A36	metros	15
Placa (1200X1800X15 mm) ASTM A36	U	2
Placas (1200X250X15mm) ASTM A36	U	2
Placa (800X250X15 mm) ASTM A36	U	2
Pintura anticorrosiva amarilla	litros	5

Fuente [Autor]

3.3.Presupuesto.

En esta sección se realiza el análisis económico el proyecto de la máquina baroladora, se analizan tres puntos importantes como lo son costo de mano de obra y costo de utilización de maquinaria y herramientas, costo elementos mecánicos y eléctricos.

3.3.1. Costo de materiales

3.3.1.1. Sistema hidráulico

Tabla 3.17 Costos de componentes del sistema hidráulico

Sistema hidráulico				
Elemento	Unidad	Cantidad	Valor unitario \$	Costo final
Bomba de engranaje 20 Mpa	U	1	292,43	292,43
Acople Motor-Bomba	U	1	120,2	120,2
Actuador hidráulico	U	2	496,16	992,32
Aceite hidráulico Grado 68 Texaco	U	1	60,9	60,9
Válvula direccional 4/3 vias	U	2	244,97	489,94
Válvula reguladora de presión	U	1	160	160
Indicador de nivel	U	1	28,36	28,36
Manómetro 2000 PSI	U	2	27,8	55,6
Filtro de aspiración	U	1	32,55	32,55
Neplo perdido 1/2 presión	U	3	4,7	14,1
Neplo perdido 1/2 a 3/4	U	2	4,5	9
Neplo perdido 3/8 presión	U	2	4,9	9,8
Tee hembra 1/2 presión	U	4	12	48
Tapones presión 1/2	U	2	1,39	2,78
Neplo con tapones 1 1/4	U	3	2,9	8,7
			Subtotal	\$2.324,68

Fuente [Autor]

Tabla 3.18 Costos de materiales del sistema hidráulico

Materiales para depósito hidráulico				
1. Placas				
Elemento	Unidad	Cantidad	Valor unitario \$	Costo Final \$
Placa (400X300X4 mm) ASTM A36	U	1	16,35	16,35
Placa (400X250X4 mm) ASTM A36	U	1	15,7	15,7
Placa (435X520X4 mm) ASTM A36	U	1	17,2	17,2
Placa (425X205X4 mm) ASTM A36	U	1	14,5	14,5
Placa (510X425X4 mm) ASTM A36	U	1	13,65	13,65
Placa (300X450X4 mm) ASTM A36	U	1	14,7	14,7
Placa (500X500X10 mm) ASTM A36	U	2	20,35	40,7
Placa (200X100X 4 mm) ASTM A36	U	1	12,4	12,4
Placa (50X20X10mm) ASTM A36	U	5	4,35	21,75
Ángulo 40X40X3 mm	Metro	0,3	2,17	0,651
2. Pernos, tuercas y tornillos				
Perno cabeza hexagonal 3/8X1 pulgadas	U	8	0,17	1,36
Perno cabeza hexagonal 3/8X1/2 pulgadas	U	5	0,15	0,75
Rodela plana 3/8 pulgadas	U	15	0,07	1,05
Perno cabeza hexagonal 5/16X1 pulgadas	U	5	0,08	0,4
Rodela de presión 5/16 pulgadas	U	5	0,05	0,25
Tuerca RG 5/16 pulgadas	U	3	0,07	0,21
Tornillo cabeza avellanada 5/16X1/2 pulgadas	U	5	0,05	0,25
Tornillo cabeza hueca hexagonal 3/16X2 pulgadas	U	2	0,1	0,2
			Subtotal	\$172,07

Fuente [Autor]

Tabla 3.19 Costos de Mangueras hidráulica

Mangueras hidráulicas				
Elemento	Unidad	Cantidad	Valor unitario \$	Costo Final \$
Mangueras hidráulicas armadas 1/2" x 1000mm	U	4	35	140
Mangueras hidráulicas armadas 5/8" x 2000 mm	U	4	62,7	250,8
Manguera hidráulica 3/4 x 1000 mm	Metro	2	6,2	12,4
2. Otros				
Galon de pintura anticorrosiva	Gl	1	5,2	5,2
galon de tiñer laca	Gl	1	4,7	4,7
			Subtotal	413,1

Fuente [Autor]

Tabla 3.20 Costo total del sistema hidráulico

Costo total del sistema hidráulico	
Elementos	2324,68
Placas, pernos	\$172,07
Mangueras Hidráulicas, Otros	413,1
Subtotal	\$ 2.909,85

Fuente [Autor]

3.3.1.2.Estructura

Tabla 3.21 Costo de la estructura

Estructura				
Elemento	Unidad	Cantidad	V. unitario \$	Costo Final \$
Perfil UPN 80 ASTM A36	metros	15	18,2	273
Placa (1200X800X15 mm) ASTM A36	U	2	27,7	55,4
Placas (1200X250X15mm) ASTM A36	U	2	15,2	30,4
Placa (800X250X15 mm) ASTM A36	U	2	10,25	20,5
Pintura anticorrosiva verde	litros	5	4,83	24,15
			Subtotal	\$403,45

Fuente [Autor]

3.3.1.3. Mecanismo

Tabla 3.22 Costos de materiales para el mecanismo

Mecanismo				
Elemento	Unidad	Canti	Valor	Costo
Placa (200X200X15 mm) ASTM A36	U	4	5,7	22,8
Placa (150X200X30mm) ASTM A36	U	4	7,55	30,2
Placa (150X50X10mm) ASTM A36	U	2	6,22	12,44
Placa (160X200X15mm) ASTM A36	U	2	4,13	8,26
Eje perforado 150X85mm	Metro	3	50,2	150,6
Placa (50X100X30mm) ASTM A36	U	2	5,7	11,4
Eje 60 mm AISI 4340	Metro	3	42	126
Engranajes 42 dientes módulo 5	U	4	120	480
Engrane 5 dientes módulo 5	U	1	50	50
Eje 50 mm AISI 4340	metro	1	45	45
Eje 1 pulgadas AISI 4340	metro	2	18,14	36,28
Rodamiento SKF NU 2311	U	4	50,7	202,8
Rodamiento SKF NU 2211	U	2	37,6	75,2
Eje 1 1/2 pulgadas AISI 1018 Brazos	metro	2	22	44
Matrices				
Placa (200X200X20mm) ASTM A36	U	1	70,2	70,2
Placa (150X150X50mm) ASTM A36	U	2	64,35	128,7
Placa (150X120X50mm) ASTM A36	U	1	60,22	60,22
Placa (150X100X70mm) ASTM A36	U	2	61,2	122,4
Pernos, tuercas, arandelas				
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	3	0,16	0,48
Tornillo de cabeza hueca hexagonal 3/8X1 pulgadas	U	2	0,16	0,32
Perno cabeza hexagonal 1/4X1 1/2 pulgadas	U	2	0,13	0,26
Perno cabeza hexagonal 3/8X1 pulgadas	U	8	0,15	1,2
Rodela plana 3/8 pulgada	U	2	0,03	0,06
Tornillo prisionero 3/8X 1 1/4	U	10	0,13	1,3
Tornillo prisionero 3/8X2	U	5	0,16	0,8
Tornillo prisionero 3/8X3/4	U	5	0,1	0,5
			Subtotal	\$1.692,46

Fuente [Autor]

3.3.1.4.Sistema eléctrico

Tabla 3.23 Costos de materiales para el sistema eléctrico

Sistema Eléctrico				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario \$	Costo Final \$
Motor eléctrico ABB	U	1	377,36	378,36
Pulsador NC 22 mm CAMSCO	U	1	1,73	2,73
Pulsador NA 22 mm CAMSCO	U	1	1,73	2,73
Pulsador de enganche tipo hongo NC 30 mm CAMSCO	U	1	4,25	5,25
Micro switch HY_L707A PICA CORTA HANYOUNG	U	1	4,79	5,79
Contactador GMC 220 V	U	1	16,35	17,35
Luz Piloto AD16-22D/S110-220 V CAMSCO	U	1	1,58	2,58
Caja plástica 220x170x120 mm	U	1	11,05	12,05
Cable flexible calibre 14 AWG INCABLE	metro	8	0,28	8,28
Cable flexible multipolar calibre 3X14 AWG INCABLE	metro	4	1,99	5,99
Relay térmico LG GTK-22 9-13A	U	1	26,93	27,93
Enchufe trifásico	U	1	7,87	8,87
Breaker para riel C60N 3P 16A CAMSCO	U	1	13,61	14,61
Tornillo M4 40 mm	U	3	0,03	3,03
Tornillo M4 20 mm	U	4	0,02	4,02
Tuerca M4	U	6	0,01	6,01
			Subtotal	\$505,58

Fuente [Autor]

3.3.2. Mano de obra

Para poder calcular el costo de la mano de obra para la construcción de la máquina baroladora se estima el tiempo por horas de los operarios, luego se calcula el costo por hora de cada uno con la ayuda de la tabla de salarios sectorial 2017 mostrado en el Anexo G.

Tabla 3.24 Costos de mano de obra para la construcción

Costo de mano de obra			
Operarios	Horas de trabajo	Costo por hora \$	Sub total \$
Metal mecánico	220	3	660
Ayudante	350	2,5	875
Subtotal			\$1.535

Fuente [Autor]

3.3.3. Maquinaria y Herramientas

Para el cálculo del costo de la maquinaria y herramientas se estima el tiempo en horas empleado de las máquinas en la construcción de la baroladora.

Tabla 3.25 Costos de máquinas herramientas

Costo Herramientas y maquinas			
MÁQUINAS	Horas de trabajo	Costo por hora \$	Sub total \$
Soldadora	15	8	120
Fresadora	50	10	500
Taladro de pedestal	20	6	120
Torno Revolver	30	10	300
Amoladora	40	3	120
HERRAMIENTAS	30	2	60
Subtotal 6			\$1.220

Fuente [Autor]

3.3.4. Costo total

Tabla 3.26 Costo total para la construcción de equipo

Costo total		
Sistema hidráulico	Subtotal 1	\$2.909,85
Estructura	Subtotal 2	\$403,45
Mecanismo	Subtotal 3	\$1.692,46
Sistema eléctrico	Subtotal 4	\$505,58
Mano de obra	Subtotal 5	\$1.535
Uso de maquinaria y herramientas	Subtotal 6	\$1.220
	TOTAL	\$ 8.266,34

Fuente [Autor]

Una vez realizado el cálculo del costo de cada una de los componentes y sistemas de la máquina baroladora, además agregado el costo de mano de obra y herramientas se tiene el costo total de la máquina que es de 8266,34 dólares necesarios para la fabricación de la máquina.

3.4. Especificaciones técnicas

Tabla 3.27 Datos técnicos de la máquina

Máquina baroladora de perfiles hidráulica (Elementos principales)



Figura 3.65 Elementos principales de la máquina dobladora

Fuente [Autor]

Características generales

Capacidad:	Perfil estructural omega de hasta 6 mm de espesor
Rango de radios máximos de barolado:	Hasta 22 m Perfil omega de 6 mm de, 1 m en placa metálica de 120 x 50
Fuerza generada:	Hasta 22 toneladas.

Sistema hidráulico

Bomba:	Presión	20 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:	5 HP

(Fuente: Realizado por el autor)

3.4.1. Manual de operación y mantenimiento de la máquina baroladora

3.4.1.1. Manual de operación

Este manual de operación y mantenimiento ha sido desarrollado para ayudarle en temas de seguridad y que pueda aprovechar al máximo la capacidad de la baroladora de perfiles de una manera segura y muy confiable evitando averías mecánicas por un mal uso del equipo.

Importante:

ADVERTENCIA / PRECAUCIÓN / NOTA

Leer detenida y atentamente el presente manual de instrucciones. Para poder dar importancia a una información especial se usara el símbolo  seguido por las palabras **ADVERTENCIA, PRECAUCIÓN Y NOTA** debida a que estas tienen significados especiales. Estos significados se aplicaran siempre y cuando no se indique lo contrario en este manual. Prestar atención especial a los mensajes resaltados por estas palabras indicadoras.

RECOMENDACIONES ANTES DE PONER EN FUNCIONAMIENTO LA BAROLADORA DE PERFILES.

ADVERTENCIA

Antes de poner en marcha el equipo, la persona encargada de la operación deberá ser instruida en cuanto al manejo seguro y correcto de la baroladora de perfiles. Por lo tanto se recomienda.

- La lectura detenida y atenta del manual de operación y mantenimiento.
- La persona encargada del funcionamiento del equipo debe de utilizar en todo momento los equipos de protección personal.
- Antes de poner en marcha el equipo se debe de revisar que todos los sistemas estén en perfecto estado, caso contrario deberá de reemplazar la pieza averiada inmediatamente.

- Revisar que el nivel de aceite sea el correcto antes de encender el equipo.
- Realizar una inspección visual detenida del equipo con el fin de verificar que no existan anomalías en los sistemas de la baroladora de perfiles como fugas del aceite hidráulico o fisuras en la estructura.
- Antes de poner en marcha el equipo se debe de revisar que el sistema mecánico (Piñones) estén adecuadamente lubricados, caso contrario realizar la lubricación respectiva.
- Antes de proceder al proceso de barolado se debe de verificar que los rodillos deformadores estén bien asegurados a los ejes giratorios del equipo.
- Asegúrese antes de iniciar el proceso de barolado de verificar que el sistema de mando responde satisfactoriamente, verificar que los pulsadores del tablero de control funcionen correctamente.
- Se colocara cuidadosamente la pieza de trabajo en la baroladora de perfiles, teniendo especial cuidado que esta se acople perfectamente en los rodillos deformadores, la persona encargada del funcionamiento del equipo controlará por medio de un panel de control el avance y retroceso de los actuadores hidráulicos y la rotación de los rodillos deformadores para obtener el radio deseado.
- Finalmente el operario del equipo retirara cuidadosamente el perfil barolado de la máquina.

PRECAUCIÓN

No utilizar la baroladora de perfiles para otros fines que no sean aquellos que indica el manual de operaciones.

- Revise que los elementos del equipo estén bien ubicados y ajustados antes de ponerla en marcha.
- Mantener el equipo fuera de alcance de niños, animales y lugares peligrosos.
- Verifique que ningún tipo de herramienta u otro objeto se encuentre sobre la roladora de perfiles debido a que podría causar daños al equipo al momento del encendido.

- Antes de realizar algún ajuste o mantenimiento en el equipo es de gran importancia mantener el circuito de control de la roladora desconectado de su fuente de alimentación para de esta manera evitar quemaduras por contacto eléctrico.
- La máquina baroladora de perfiles cuenta con un sistema hidráulico para su funcionamiento el cual debe de ser conectado únicamente a una tensión trifásica de 220V, para su accionamiento.
- El depósito hidráulico tiene una capacidad total de 48 litros el cual se recomienda mantener lleno por lo menos una tercera parte del mismo equivalente a 15 litros aproximadamente para un adecuado funcionamiento del sistema.
- El aceite hidráulico que se debe de usar en la máquina baroladora de perfiles debe ser uno de grado ISO 68, el cual es recomendado para el trabajo con bombas de engranajes a velocidades altas, esto garantiza el máximo desempeño del sistema hidráulico.
- El sistema hidráulico que contiene este equipo funciona con una bomba de engranes y dos válvulas direccionales de accionamiento manual.

PRECAUCIÓN

- Electricidad 220V
- Observe con cuidado y respete las normas de seguridad, la falta de atención podría ser causa de serios daños a su integridad y al equipo.
- No colocar perfiles fuera de las dimensiones especificadas en este manual, sobre los rodillos deformadores, esto podría causar que los ejes del equipo se curven.
- No manipule los circuitos electrónicos o de mando con las manos mojadas, podría sufrir de descargas eléctricas.
- En lo posible trate de evitar el contacto de sustancias líquidas con los componentes del circuito de mando.

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

A continuación se muestran las actividades a realizar para garantizar un adecuado funcionamiento de cada uno de los componentes:

Tabla 3.28 Cronograma de mantenimiento

Sistema	Componente	Actividad	Mes 1				Mes 2				Mes 3				Mes 4				Mes 5				Mes 6				Mes 7				Mes 8				Mes 9				Mes 10				Mes 11				Mes 12			
			1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4				
Hidráulico	Auctuador	Limpieza externa																																																
		Revisión de fugas																																																
	Bomba	Revisión de funcionamiento																																																
		Limpieza externa																																																
	Depósito Hidráulico	Revisión de funcionamiento																																																
		Revisión de fugas																																																
		Limpieza externa																																																
		Revisión de niveles de fluido																																																
		Revisión de filtros																																																
		Cambio de filtros																																																
	Valvulas	Limpieza interna																																																
		Revisión de funcionamiento																																																
Limpieza externa																																																		
Mecánico	Motorreductor	Revisión de velocidades de giro																																																
		Revisión de nivel de aceite																																																
		Lubricación de engranajes																																																
	Transmisión	Revisión de ejes																																																
		Engrasado de rodamientos																																																
		Revisión de alineación de rodillos deformadores																																																
		Revisión de brazo giratorio																																																
		Revisión de eje guía																																																
		Revisión de brazo guía de doblado																																																
		Revisión la unión motor - ejes																																																
Eléctrico	Contactor	Verificación de arranque del motor																																																
		Verificación de la tensión en la máquina																																																
		Verificación de pulsadores																																																
		Revisión de conexiones eléctricas																																																

Limpieza
 Inspección
 Mantenimiento

(Fuente: Realizado por el autor)

CAPÍTULO IV: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Se calculó por medio de la Ecuación 3.4 que la fuerza necesaria para deformar plásticamente el perfil omega de acero inoxidable AISI 304 de 4 in de espada, 2 in de alto y $\frac{1}{4}$ in de espesor es de 58060 N, la misma que está directamente relacionada con la resistencia a la fluencia del material (S_y) debido a que para un perfil de las mismas características dimensionales de acero ASTM A- 529 la fuerza necesaria para deformar el perfil es de 72576 N como se muestra en el literal 3.2.2
- Para trabajar con actuadores hidráulicos de menores diámetros, con el objetivo que la máquina no sea demasiado grande se trabaja con una presión de la bomba de 20 MPa debido a que para generar una fuerza de 75000N a esta presión se necesita de un actuador que tenga un diámetro del embolo de 72 mm mientras que si se trabajaría a una presión de 10 MPa para generar la misma fuerza se necesitaría un actuador con un diámetro de embolo de 103 mm calculado en el literal 3.2.3.1
- Mientras menor es la distancia entre los ejes de los rodillos deformadores la deformación del material del perfil es menor tal como se muestra en el capítulo 3 en la Tabla 3.11.
- Para poder calcular la potencia necesaria para deformar el perfil omega se utilizó un coeficiente de rozamiento de acero con acero igual a 0.2 como se indica en el literal 3.2.5 dándonos como resultado una potencia de 5 HP.
- La fuerza necesaria para el barolado del perfil omega de acero AISI 304 es de 58060 N, con el fin de que la máquina logre deformar perfiles de mayores dimensiones utilizados dentro de la producción de la empresa INOX – TEC, el diseño del equipo se realizó con una fuerza de 150000 N.
- Con respecto al barolado de perfiles de acero inoxidable AISI 304 se debe de tener en cuenta que el material debe trabajar dentro de la zona plástica para obtener una

deformación permanente, por tal razón la fuerza que actúa en el proceso debe ser capaz de generar un esfuerzo mayor al límite de fluencia de 276 MPa, pero a la vez ser menor que el esfuerzo último a la tensión de 568 MPa en el cual se rompería por completo el material.

- La potencia de barolado depende directamente de la velocidad de giro de los rodillos deformadores a mayor número de rpm mayor potencia necesita el motorreductor, para esta máquina se utilizó una velocidad de 10 rpm dándonos como resultado una potencia de 5 HP
- La resistencia y estabilidad de la estructura garantiza un óptimo funcionamiento del equipo, por lo que se utiliza perfiles estructurales que brinden estas condiciones durante el funcionamiento, por tal motivo la estructura está diseñada para resistir una carga de 150000 N, con un factor de seguridad $n = 2,5$.

4.2.Recomendaciones

- Comprobar el funcionamiento de las válvulas direccionales antes de empezar a usar la máquina, debido a que estas controlan el radio de curvado.
- Verificar la disponibilidad de materiales necesarios para la fabricación de los elementos del mecanismo en el mercado nacional y local, así como los elementos para el sistema hidráulico, eléctrico y la estructura.
- Mantener bien lubricados los engranajes de la máquina, con la finalidad de reducir el desgaste y el ruido según el cronograma de mantenimiento de la Tabla 3.28.
- Antes de poner en funcionamiento el equipo revisar que no existan fugas de aceite hidráulico, además por medio del indicador de nivel del depósito revisar que la cantidad de fluido sea la indicada para el correcto funcionamiento.
- Utilizar un filtro de aspiración antes del ingreso del fluido hidráulico a la bomba, para protegerla de partículas que puedan generar daños y paros innecesarios del equipo.
- Al momento de colocar el fluido hidráulico en el depósito del equipo se debe realizar en un ambiente lo más limpio posible debido a que podrían ingresar impurezas y causar daños en todo el sistema.

- Para realizar cualquier tipo de limpieza, inspección, mantenimiento en la máquina se recomienda desconectarla de la fuente de alimentación para evitar cualquier tipo de accidentes como se indica en el manual de operación en el literal 3.4.1.
- Utilizar el fluido hidráulico indicado en el manual de operación con el fin de evitar pérdidas de presión excesivas, garantizando que el actuador hidráulico genere la fuerza necesaria para barolar el perfil.
- Mantener las manos lejos de los rodillos deformadores cuando estén en funcionamiento, para poder realizar cualquier tipo de corrección en la posición del perfil en la matriz detener la máquina por completo.
- Cumplir con un mantenimiento periódico del toda la máquina como se indica en el cronograma de mantenimiento de la Tabla 3.28.

MATERIAL DE REFERENCIA

- [1] G. P. M. Flores, Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático, Quito, 2010.
- [2] C. E. C. Bonito, 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- Ecuador, 2016.
- [3] 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.
- [4] R. Andres, «Desarrollo del proceso de fabricación del perfil omega de acero galvanizado para la construcción liviana,» Quito - Ecuador, 2010.
- [5] G. P. Moreno, Diseño y construcción de una máquina dobladora de tubos hidráulica con accionamiento automático, Universidad Politécnica Salesiana: Quito, 2013.
- [6] L. R. A. Yanzapanta, Análisis del proceso de curvado de perfiles para determinar las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER'S en la ciudad de Ambato, Ambato -Ecuador, 2015.
- [7] 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.
- [8] «Operaciones de doblado,» Universidad Mayor de San Simón, [En línea]. Available: <http://materias.fcyt.umss.edu.bo/techo-II/PDF/cap-332.pdf>. [Último acceso: 15 Diciembre 2015].
- [9] H. D. B. Arevena, Diseño y cálculo de una máquina curvadora de perfiles para la empresa metal mecánica AGS INGENIEROS LIMITADA, Concepción, 2010.
- [10] 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.

- [11] DIPAC, Catálogo de acero, DIPAC MANTA CIA. LTDA, p. 29.
- [12] «WIDMAN INTERNATIONAL SRL,» [En línea]. Available: <http://www.widman.biz/Seleccion/viscosidad.html>. [Último acceso: 15 Marzo 2016].
- [13] 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.
- [14] 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].
- [15] G. Miller, «Open ISBN,» 2003. [En línea]. Available: <http://www.openisbn.com/preview/087263633X/>. [Último acceso: 14 Enero 2016].
- [16] A. Creus Solé, Neumática e hidráulica, Barcelona: Marcombo S.A., 2007, pp. 157-230.
- [17] Ingemecánica, «Sistemas Hidráulicos de Potencia,» [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21>. [Último acceso: 21 Diciembre 2015].
- [18] F. Roca Ravell, Oleohidráulica básica: diseño de circuitos, Bogota: EDICIONES UPC, 2006.
- [19] R. L. Mott, Mecánica de fluidos, Sexta ed., México D.F.: Pearson Educación, S.A., 2006, pp. 3-5.
- [20] 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.
- [21] 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].

- [22] C. Riba Romeva, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions de la universitat politécnica de Catalunya. SI, 2002, pp. 59-62.
- [23] 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].
- [24] I. e. d. normalización, Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular, Quito: NTE INEN 134, 2009, 2009.
- [25] 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.
- [26] K. Ogata, Ingeniería de control moderna, Quinta ed., Madrid: PEARSON EDUCACIÓN S.A., 2010, pp. 123-124.
- [27] A. international, «Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless». Estados Unidos Patente A 53/A 53M -12.
- [28] R. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta ed., Mexico D.F.: Pearson Education, S.A., 2006.
- [29] S. W, Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales, España: McGraw-Hill, 1992.
- [30] R. G. B. Nisbett, Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, Mexico: McGraw-Hill Interamericana, 2008.

ANEXOS

ANEXO A. Características principales baroladora NARGESA MC650

1.5. Características generales

Potencia del motor principal	3 Kw / 4 CV a 1400 r.p.m.
Intensidad	12 / 7 A
Tensión	230/400 V Trifásica
Tipo de arrastre	Tres rodillos
Velocidad de los rodillos	5 r.p.m.
Diámetro de los rodillos	196 mm
Diámetro ejes	Inferiores 65 mm / Superior 80 mm
Longitud útil ejes	130 mm
Material de la estructura	Chapa
Peso total	1250 Kg
Dimensiones	990x1300x1300 mm

Características del grupo hidráulico

Potencia del motor	0.75 Kw/1 CV a 1400 r.p.m.
Intensidad	3.5 / 2 A
Caudal de la bomba	1,5 l/min
Presión de trabajo	200 bars

ANEXO A1. Límite de fluencia Acero ST- 52

PROPIEDADES MECANICAS DE LOS TUBOS (DIN 2391)												
GRADO DE ACERO	TREFILADO DURO (BK)		TREFILADO SUAVE (BKW)		TREFILADO EN FRIJO CON ALIVIO DE TENSIONES (BKS)			RECOCIDO (GBK)		NORMALIZADO (NBK)		
Abrev.	RESISTENT. TRACCION N/mm ² Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm ² Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm ² Min.	LIMITE DE FLUENCIA SUPERIOR ReH N/mm ² Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm ² Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	RESISTENT. TRACCION N/mm ² Min.	ALARGAMIENTO DE ROTURA A 5 % Min.	LIMITE DE FLUENCIA SUPERIOR ReH N/mm ² 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

ANEXO A2. Límite de fluencia del hacer SAE 1045

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.	
Nitruración: en baño de sales	580 °C

PROPIEDADES MECANICAS

Estado	Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo=5d) min. %	Contracción min. %
Recocido	16 - 100 100 - 250	340 330	650 - 750 580 - 700	17 18	35 —

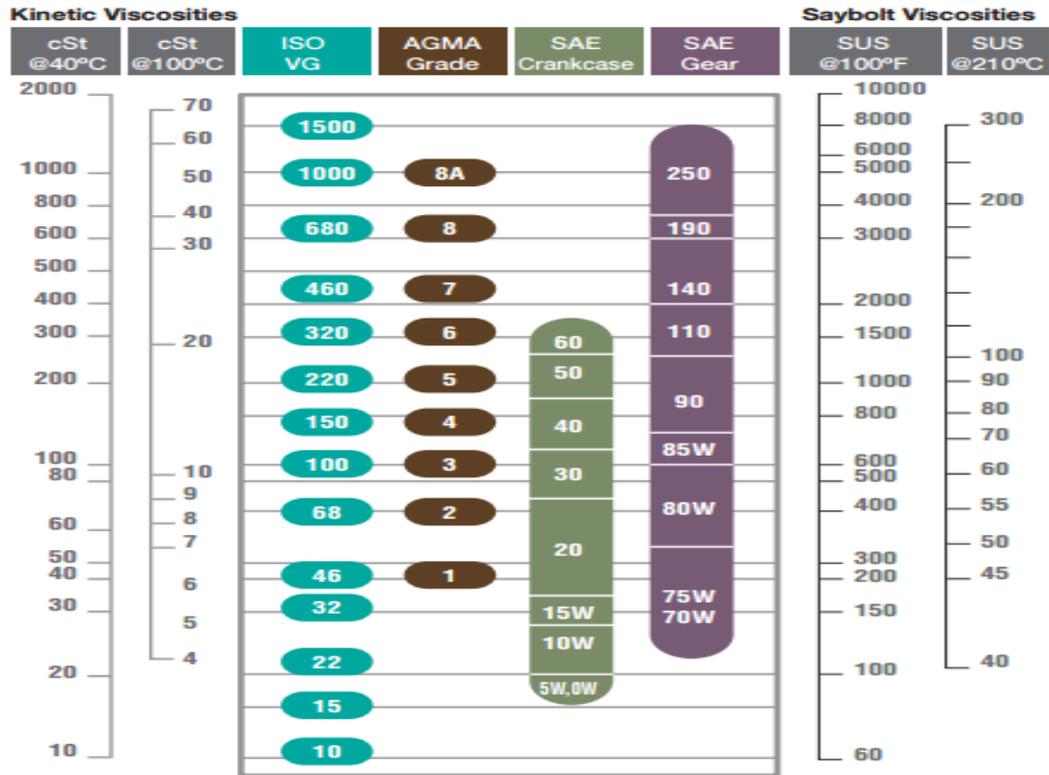
ANEXO A3. Diagramas de empotramiento de vigas

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	$Sk = 2l$	$Sk = l$	$Sk = l\sqrt{2}$	$Sk = l/2$
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>

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.

ANEXO A4. Tablas de viscosidades



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

ANRXO A5. Tabla de temperaturas y viscosidades de elementos hidráulicos

Dispositivo	Viscosidad mínima (mm²/s- SUS)	Temperatura máxima °C	Viscosidad recomendada (mm²/s- SUS)	Viscosidad máxima de arranque en frío (mm²/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 1600 (3981 a 7406)	(-20 a -40)
Motores y bombas de engranaje	10 (58,91)	80		1000 a 1600 (4629 a 7406)	-20
Motor hidrostático	7 848,79)	95		1000 a 1600 (4629 a 7406)	- 40
Válvulas proporcionales	10 (58,91)	90		460 (2129)	- 30
Válvulas de bloque	12 (66,03)	82		440 (2037)	- 30
Válvulas electrohidráulicas	12 (66,03)	82			
Válvulas de émbolo	6 (45,59)				
Motores orbitales	12 a 20 (66,03 a 97, 69)	90	20 a 80 (97,69 a 370,3)	1500 (6,944)	

ANEXO A6. Tabla de rugosidad estática del acero

TABLA 7-1 Coeficientes de fricción de algunas combinaciones de materiales

Material 1	Material 2	Elástico		Dinámico	
		Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
acero dulce	acero dulce	0.74		0.57	0.09
acero dulce	hierro fundido		0.183	0.23	0.133
acero dulce	aluminio	0.61		0.47	
acero dulce	latón	0.51		0.44	
acero duro	acero duro	0.78	0.11-0.23	0.42	0.03-0.19
acero duro	babbitt	0.42-0.70	0.08-0.25	0.34	0.06-0.16
teflón	teflón	0.04			0.04
acero	teflón	0.04			0.04
hierro fundido	hierro fundido	1.10		0.15	0.07
hierro fundido	bronce			0.22	0.077
aluminio	aluminio	1.05		1.4	

Fuente: *Marks Mechanical Engineers Handbook*, T. Baumeister, editor, McGraw-Hill, Nueva York.

ANEXO A7. Propiedades del acero AISI 4340

TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta
 Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in. %	Dureza Brinell o Rockwell
		ksi	MPa	ksi	MPa		
1340	recocido	61	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	414HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	480HB
6150	recocido	58	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	90HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 094	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	90HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1 650°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

ANEXO A8. Propiedades del acero AISI 1018



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

EJES

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0.20	0 - 0.25	0 - 0.70	0 - 0.04	0 - 0.05

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143

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"



www.dipacmanta.com

ANEXO A9. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-529

**Normas Americanas ASTM
Propiedades Mecánicas**

DESIGNACION ASTM	Grade	Lim. elástico (N/mm)	Resist. a Tracción (Rm)	Alargamiento (Min)		Resiliencia (Min)	
		Min MPa.	Mpa.	%		C°	J
				8"	2"		
A36 / A 36M - 94	-	250	400 - 550	20	23	-	-
A 283 / A 283M - 93	C	205	380 - 515	22	25	-	-
A 529 / A 529M - 94	50	345	485 - 690	18	21	-	-
A 573 / A 573M - 93	70	290	485 - 620	18	21	-	-

ANEXO A10. Propiedades mecánicas del acero ASTM A- 36

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-670 GRADO 33	

Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas					Norma Equivalente
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fuercia (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 A11. Propiedades mecánicas del acero SAE 1010

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa.

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262

ANEXO B:

CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES HIDRÁULICOS

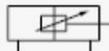
ANEXO B1. Características del Actuador Hidráulico

Cilindro hidráulico estándar Doble efecto con vástago simple Serie **CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**



Página 75

Simbolo



Referencias de las fijaciones de montaje de los detectores magnéticos

Modelo	Diámetro (mm)	Modelo detector magnético			
		D-A3, D-A4 D-G3, D-K3	D-B5, D-B6 D-G5, D-K5	D-A5, D-A6 D-F5, D-J5	
CH2E	32	-	BA-32	BT-06	
	40	BD1-04M	BA-04	BT-06	
	50	BD1-05M	BA-05	BT-06	
	63	BD1-06M	BA-06	BT-08	
	80	BD1-08M	BA-08	BT-16	
	100	BD1-10M	BA-10	BT-18	
CH2F	32	-	BAF-32	BT-06	
	40	BDS-04M	BAF-04	BT-06	
	50	BDS-05M	BAF-05	BT-06	
	63	BDS-06M	BAF-06	BT-08	
	80	BDS-08M	BAF-08	BT-16	
	100	BDS-10M	BAF-10	BT-18	
CH2H	32	-	BGS1-032	BT-06	
	40	BD1-04M	BH2-040	BT-06	
	50	BD1-05M	BH2-050	BT-06	
	63	BD1-06M	BA-06	BT-08	
	80	BH1-080	BH2-080	BT-16	
	100	BH1-100	BH2-100	BT-18	

Modelos

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Material del tubo	Aleación aluminio	Acero inoxidable	Acero	Acero inoxidable
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	14MPa
Diámetro	32, 40, 50, 63, 80, 100mm			
Detección magnética	Aplicable	Aplicable	—	Aplicable

Características técnicas

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple			
Fluido	Aceite hidráulico			
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	
Presión máxima admisible	3.5MPa	Trasera: 9MPa Delantera: Vástago B 13.5MPa : Vástago C 11MPa	Trasera: 18MPa Delantera: Vástago B 18MPa : Vástago C 14MPa	
Presión de prueba	5.0MPa	10.5MPa	21MPa	
Presión mínima de trabajo	Cuando el lado trasero se presuriza: 0.15MPa Cuando el lado delantero se presuriza: 0.2MPa			
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detector magnético: -10° hasta 80°C Con detector magnético: -10° hasta 60°C			
Velocidad del émbolo	8 a 300mm/s			
Amortiguación	Amortiguación interna regulable			
Tolerancia de rosca	Clase 2 JIS			
Tolerancia de longitud de carrera	a 100mm ^{+0.0} ₀ mm, 101 a 250mm ^{+0.0} ₀ mm, 251 a 630mm ^{+0.25} ₀ mm 631 a 1.000mm ^{+0.4} ₀ mm, 1001 a 1800mm ^{+0.6} ₀ mm			

Carreras estándar

Conexión del cilindro (mm)	Carreras estándar (mm)	Carrera larga (mm)
32	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) ^{Nota 1)}
40	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) ^{Nota 1)}
50	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) ^{Nota 1)}
63	25 a 800	1800 (1501 o más con anillo de refuerzo del tirante) ^{Nota 2)}
80	25 a 1000	1800
100	25 a 1000	1800

* Véase la tabla de selección de carrera en los datos técnicos 2, para determinar los límites de la carrera en función del tipo de fijaciones de montaje que se usarán. A continuación, realice la selección. Los rangos de carreras largas son diferentes según el tipo de fijaciones de montaje.

Nota 1) El rango de carrera larga para las series CH2E, CH2F y CH2H con fijaciones de montaje por brida y fijación oscilante como la serie CH2G llega hasta los 1400mm.

Nota 2) El rango de carrera larga de las series CH2E, CH2F y CH2H con fijaciones por brida y oscilante como la serie CH2G, llega hasta los 1500mm.

Posiciones de conexionado y de válvula de amortiguación

Modelo de montaje	Posición	-	A	C	D	E	F	G	H
B (Modelo básico)	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: derecha Válvula de amort. parte inferior	Conex.: izquierda Válvula de amort. parte superior	Conex.: arriba Válvula de amort. izquierda	Conex.: arriba Válvula de amort. parte inferior	Conex.: derecha Válvula de amort. parte superior	Conex.: derecha Válvula de amort. izquierda	Conex.: izquierda Válvula de amort. derecha
CA, CB, CE, CF, CG, CH (Modelo básico)	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: derecha Válvula de amort. parte inferior	Conex.: izquierda Válvula de amort. parte superior	Conex.: arriba Válvula de amort. izquierda	Conex.: arriba Válvula de amort. parte inferior	Conex.: derecha Válvula de amort. parte superior	Conex.: derecha Válvula de amort. izquierda	Conex.: izquierda Válvula de amort. derecha
LA, LB (Escuadra)	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: arriba Válvula de amort. derecha	Conex.: derecha Válvula de amort. parte inferior	Conex.: izquierda Válvula de amort. parte superior	Conex.: arriba Válvula de amort. izquierda	Conex.: arriba Válvula de amort. parte inferior	Conex.: derecha Válvula de amort. parte superior	Conex.: derecha Válvula de amort. izquierda	Conex.: izquierda Válvula de amort. derecha

Conexión: : Válvula de amort. * Las dimensiones externas del cilindro aquí representadas se observan desde el extremo del vástago del cilindro.

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 cm³/rev • 0.07 in³/rev hasta 91,10 cm³/rev • 5.56 in³/rev y vienen disponibles en 3 grupos: 10, 20 y 30.

Máximo pico de presión: 300 bar • 4350 psi.

Máxima velocidad angular: 4000 min⁻¹.



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
POLARIS 10	cm ³ /rev • in ³ /rev	bar • psi	min ⁻¹
PL 10•1	1,07 • 0.07	260 • 3750	4000
PL 10•1,5	1,60 • 0.10	260 • 3750	4000
PL 10•2	2,13 • 0.13	260 • 3750	4000
PL 10•2,5	2,67 • 0.16	260 • 3750	4000
PL 10•3,15	3,34 • 0.20	260 • 3750	4000
PL 10•4	4,27 • 0.26	250 • 3600	4000
PL 10•5	5,34 • 0.33	250 • 3600	4000
PL 10•5,8	6,20 • 0.38	230 • 3350	3500
PL 10•6,3	6,67 • 0.41	230 • 3350	3500
PL 10•8	8,51 • 0.52	180 • 2600	3500
PL 10•10	10,67 • 0.65	140 • 2050	3500
POLARIS 20	cm ³ /rev • in ³ /rev	bar • psi	min ⁻¹
PL 20•4	4,95 • 0.30	250 • 3600	4000
PL 20•6,3	6,61 • 0.40	250 • 3600	4000
PL 20•7,2	7,29 • 0.44	250 • 3600	4000
PL 20•8	8,26 • 0.50	250 • 3600	3500
PL 20•9	9,17 • 0.56	250 • 3600	3500
PL 20•10,5	10,90 • 0.66	250 • 3600	3500
PL 20•11,2	11,23 • 0.69	250 • 3600	3500
PL 20•14	14,53 • 0.89	250 • 3600	3500
PL 20•16	16,85 • 1.03	250 • 3600	3000
PL 20•19	19,09 • 1.16	200 • 2900	3000
PL 20•20	21,14 • 1.29	200 • 2900	3000
PL 20•24,5	24,84 • 1.52	170 • 2450	2500
PL 20•25	26,42 • 1.61	170 • 2450	2500
PL 20•27,8	28,21 • 1.72	130 • 1900	2000
PL 20•31,5	33,03 • 2.01	130 • 1900	2000
POLARIS 30	cm ³ /rev • in ³ /rev	bar • psi	min ⁻¹
PL 30•22	21,99 • 1.34	250 • 3600	3000
PL 30•27	26,70 • 1.63	250 • 3600	3000
PL 30•34	34,55 • 2.11	240 • 3500	3000
PL 30•38	39,27 • 2.40	240 • 3500	3000
PL 30•43	43,98 • 2.68	230 • 3350	3000
PL 30•51	51,83 • 3.16	210 • 3050	2500
PL 30•61	61,26 • 3.74	190 • 2750	2500
PL 30•73	73,82 • 4.50	170 • 2450	2500
PL 30•82	81,68 • 4.98	160 • 2300	2200
PL 30•90	91,10 • 5.56	150 • 2200	2200

Notas

PL : PLP = bomba / PLM = motor

ANEXO B3. Características del motor eléctrico.

Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)



Tabla de selección

Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spindon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
0.5	900	208-230/460	143T	A7810001006610	1,3	72,0	24
0.75	1800	208-230/460	143T	A7810001006612	1,1	82,5	24
	1200	208-230/460	143T	A7810001006611	1,2	80,0	24
	900	208-230/460	145T	A7810001006614	2,1	72,0	24
1	3600	208-230/460	143T	A7810001006536	1,4	80,0	23
	1800	208-230/460	143T	A7810001006539	1,5	82,5	24
	1200	208-230/460	145T	A7810001006542	1,6	80,0	24
	900	208-230/460	182T	A7810001006605	2,1	81,5	39
1.5	3600	208-230/460	143T	A7810001006537	2,0	82,5	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006540	2,2	84,0	26
	1200	208-230/460	182T	A7810001006547	2,4	85,5	38
	900	208-230/460	184T	A7810001006617	3,0	82,5	45
2	3600	208-230/460	145T	A7810001006538	2,6	84,0	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006541	3,0	84,0	27
	1200	208-230/460	184T	A7810001006548	3,1	86,5	43
	900	208-230/460	213T	A7810001006606	3,3	84,0	56
3	3600	208-230/460	182T	A7810001006543	3,7	85,5	39
	1800	208-230/460	182T	A7810001006545	4,0	87,5	40
	1200	208-230/460	213T	A7810001006553	4,2	87,5	65
	900	208-230/460	215T	A7810001006607	4,8	85,5	63

ANEXO B4. Características del aceite hidráulico.



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 Rando¹ 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:

Grado ISO	Método ASTM	32	37	46	68
Código de producto	-	1657	21481	1658	1659
Código de hoja de seguridad MSDS					
Argentina		ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D	ARGL007D
Chile		CHL01657	-	CHL01657	CHL01657
Colombia		COL01657	-	COL01657	COL01657
Ecuador		27068	-	27068	27068
El Salvador		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 B5. 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 B6. Características de la válvula direccional

Válvulas direccionales de asiento de mando directo con accionamiento mecánico o fluido

- Tamaño nominal TN6 y 10
- Accionamiento por palanca manual (tipo SMM)
- Accionamiento por taquí de rodillo (tipo SMR)
- Accionamiento hidráulico (tipo SH)
- Accionamiento neumático (tipo SP)



Tipo SMM, SMR, SH y SP

Tamaño nominal			6	10	Información de pedido
Presión de servicio	P_{max}	bar	420/500	420/500	MS 02340
Caudal	Q_{max}	l/min	20	40	

Válvulas direccionales de corredera, mando directo, accionamiento por solenoide (High-Performance)

- Tamaño nominal TN1 y 8
- Conexión bloqueada libre de fugas
- Commutación segura aun después de tiempos de parada prolongados
- Solenoides de tensión continua en baño de aceite
- Bobina giratoria
- Con dispositivo de accionamiento auxiliar cubierto, opcional (tamaño nominal T)
- Hermética de ambos lados



Tipo KSDER y KSDEU

Tamaño nominal			1	1	8	8	1	1	Información de pedido
Tipo			01	02	03	03	02	01	MS 01 MS 1010.00 02 MS 1010.01 03 MS 1010.02
Presión de servicio	P_{max}	bar	300	300	300	300	300	300	MS
Caudal	Q_{max}	l/min	30	10	8	8	10	8	MS 01 MS 1010.00

ANEXO B7. Características de la válvula reguladora de presión.

DIFFERENTIAL POPPET STYLE RELIEF VALVES - RV AND DRV SERIES

MODEL RV DIFFERENTIAL POPPET INLINE RELIEF



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.

VALVE SPECIFICATIONS:

Capacity: 30 gpm max inlet flow Weight: 3 lbs.
Pressure: 3000 psi max

ANEXO C:

Selección de componentes del mecanismo

ANEXO C 1. Datos técnicos del motorreductor



Datos técnicos		Dados técnicos		Technical data				
n_1 1750 [min⁻¹]								
	n_2 [min ⁻¹]	Mn_2 [Nm]	Pn_1 [kW]	I	IEC Motores aplicables /IEC Motores aplicáveis IEC Motor adapters			
					71 B5	80 B5/B14	90 B5/B14	100/112 B5/B14
CMBIS 903								
	263	280	8.2	6.65	B			
	219	280	6.8	8.00	B			
	180	280	5.6	9.74	B			
	156	280	4.9	11.21	B			
	124	300	4.1	14.09	B			
	98	450	4.9	17.95	B			
	81	450	4.1	21.60	B			
	67	450	3.3	26.30	B			
	58	450	2.9	30.25	B			
	45	500	2.5	39.26	B			*
	37	500	2.1	47.25	B			*
	30	500	1.7	57.52	B			*
	26	500	1.5	66.17	B			*
	21	500	1.2	83.20	B		*	*
	16	500	0.90	108.09	B		*	*
	13	500	0.74	132.23	B		*	*
	12	500	0.66	147.92	B		*	*
	10	500	0.58	167.09	B	*	*	*
	9.2	500	0.51	191.06	B	*	*	*
	7.9	500	0.44	221.88	B	*	*	*
	6.7	500	0.37	262.96	B	*	*	*

ANEXO C2. Factor de forma de Lewis

Tabla 14-2

Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20° , dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

ANEXO C3. Tablas de dimensiones de chavetas

Table 7-6

Inch Dimensions for Some Standard Square and Rectangular Key Applications

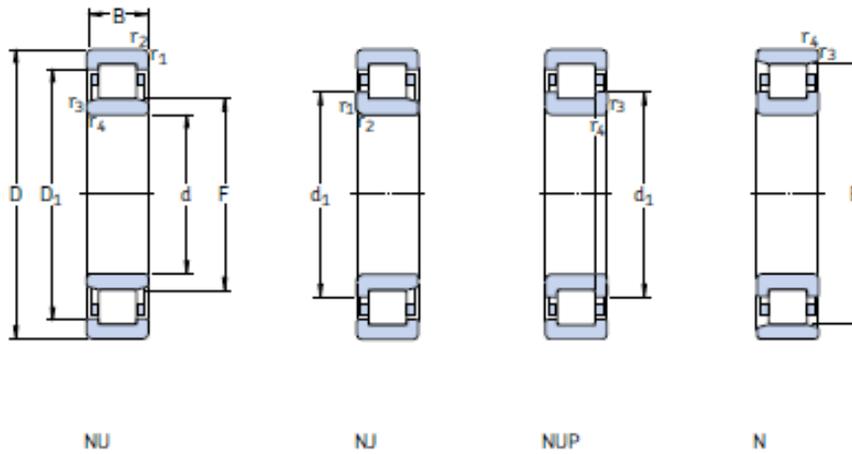
Source: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners," Chap. 24 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr. (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004.

Shaft Diameter		Key Size		Keyway Depth
Over	To (Incl.)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

ANEXO D:

Partes del sistema mecánico

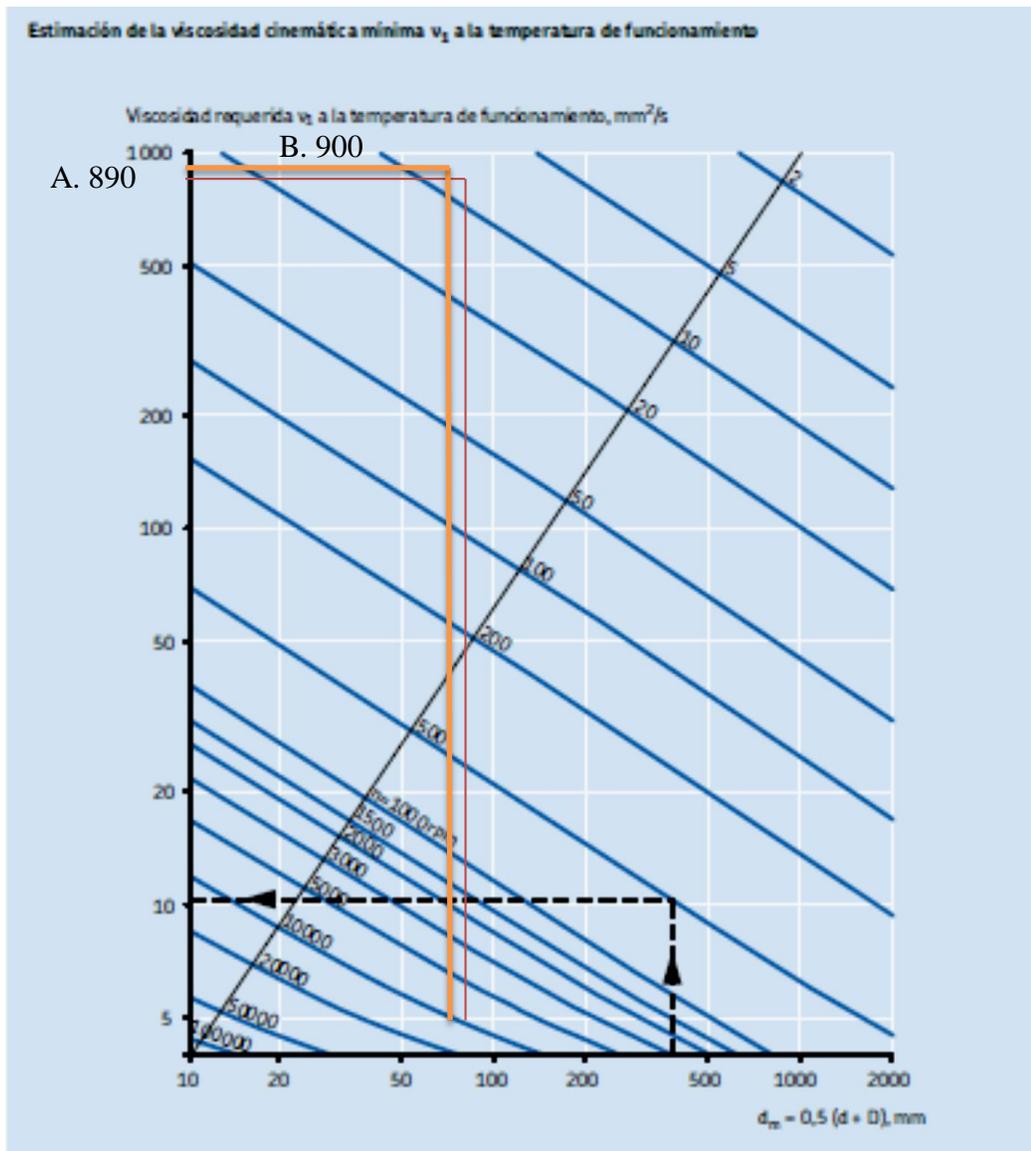
ANEXO D. Rodamientos eje superior



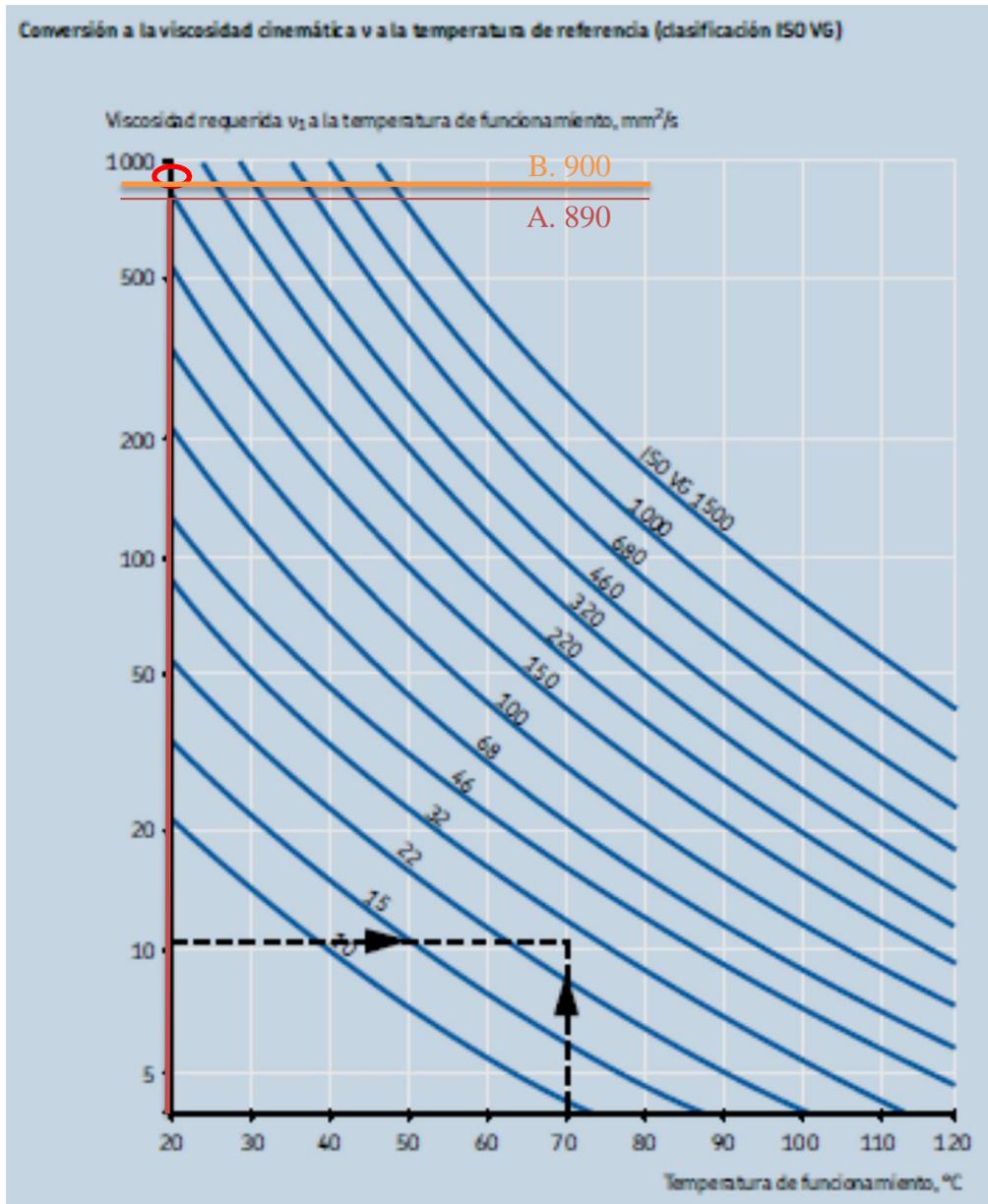
Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa Rodamiento con jaula estándar	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo ¹⁾			
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite						
d	D	B	kN	kN	rpm	kg	-	-			
mm											
50 cont.	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,56	* NU 2210 ECP	J, M, ML	
	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,57	* NJ 2210 ECP	J, M, ML	
	90	23	90	88	11,4	8 500	9 000	0,59	* NUP 2210 ECP	J, ML	
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,14	* NU 310 ECP	J, M, ML	
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,17	* NJ 310 ECP	J, M, ML	
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,20	* NUP 310 ECP	J, M, ML	
	110	27	127	112	15	6 700	8 000	1,14	* N 310 ECP	M	
	110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,73	* NU 2310 ECP	ML	
	110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,77	* NJ 2310 ECP	ML	
	110	40	186	186	24,5	6 700	8 000	1,80	* NUP 2310 ECP	ML	
	130	31	130	127	16,6	6 000	7 000	2,00	NU 410	-	
	130	31	130	127	16,6	6 000	7 000	2,05	NJ 410	-	
	55	90	18	57,2	69,5	8,3	8 000	8 500	0,39	NU 1011 ECP	-
		100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,66	* NU 211 ECP	J, M, ML
		100	21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,67	* NJ 211 ECP	J, M, ML
100		21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,69	* NUP 211 ECP	J, M, ML	
100		21	96,5	95	12,2	7 500	8 000	0,66	* N 211 ECP	M	
100		25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,79	* NU 2211 ECP	J, M, ML	
100		25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,81	* NJ 2211 ECP	J, M, ML	
100		25	114	118	15,3	7 500	8 000	0,82	* NUP 2211 ECP	J, ML	
120		29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,45	* NU 311 ECP	J, M, ML	
120		29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,50	* NJ 311 ECP	J, M, ML	
120		29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,55	* NUP 311 ECP	J, M, ML	
120		29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,45	* N 311 ECP	M	
120		43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,20	* NU 2311 ECP	ML	
120		43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,25	* NJ 2311 ECP	ML	
120		43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,30	* NUP 2311 ECP	ML	
140	33	142	140	18,6	5 600	6 300	2,50	NU 411	-		
140	33	142	140	18,6	5 600	6 300	2,55	NJ 411	-		

¹⁾ Rodamientos SKF Explorer

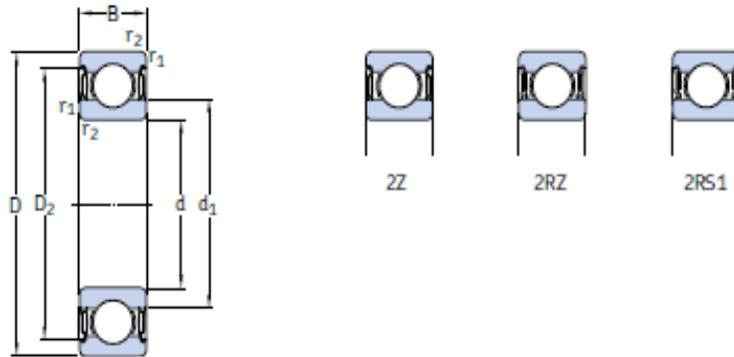
ANEXO D1. Diagrama para la selección de la viscosidad cinemática requerida para un rodamiento



ANEXO D2. Conversión de la viscosidad V a la temperatura de funcionamiento



ANEXO D3. Datos técnicos de los rodamientos eje inferior



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm	kg	-		
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	10 000	0,052	61810-2RZ	-
	65	7	6,76	6,8	0,285	-	6 000	0,052	61810-2RS1	-
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	9 500	0,14	61910-2RZ	-
	72	12	14,6	11,8	0,5	-	5 600	0,14	61910-2RS1	-
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	9 000	0,26	*6010-2Z	*6010-Z
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	9 000	0,26	*6010-2RZ	*6010-RZ
	80	16	22,9	16	0,71	-	5 000	0,26	*6010-2RS1	*6010-RS1
	80	23	21,6	16	0,71	-	5 000	0,37	63010-2RS1	-
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,46	*6210-2Z	*6210-Z
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	8 000	0,46	*6210-2RZ	*6210-RZ
	90	20	37,1	23,2	0,98	-	4 800	0,46	*6210-2RS1	*6210-RS1
	90	23	35,1	23,2	0,98	-	4 800	0,52	62210-2RS1	-
55	110	27	65	38	1,6	13 000	6 700	1,05	*6310-2Z	*6310-Z
	110	27	65	38	1,6	-	4 300	1,05	*6310-2RS1	*6310-RS1
	110	40	61,8	38	1,6	-	4 300	1,55	62310-2RS1	-
	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	9 500	0,083	61811-2RZ	-
	72	9	9,04	8,8	0,375	-	5 300	0,083	61811-2RS1	-
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	8 500	0,19	61911-2RZ	-
	80	13	16,5	14	0,6	-	5 000	0,19	61911-2RS1	-
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	8 000	0,39	*6011-2Z	*6011-Z
	90	18	29,6	21,2	0,9	-	4 500	0,39	*6011-2RS1	*6011-RS1
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	7 000	0,61	*6211-2Z	*6211-Z
	100	21	46,2	29	1,25	-	4 300	0,61	*6211-2RS1	*6211-RS1
	100	25	43,6	29	1,25	-	4 300	0,70	62211-2RS1	-
120	29	74,1	45	1,9	12 000	6 300	1,35	*6311-2Z	*6311-Z	
120	29	74,1	45	1,9	-	3 800	1,35	*6311-2RS1	*6311-RS1	
120	43	71,5	45	1,9	-	3 800	1,95	62311-2RS1	-	

ANEXO E. Tablas de juntas soldadas

470 | PARTE TRES Diseño de elementos mecánicos

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 F. Datos de la 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 top and a black base. Labels 'GREEN', 'WHITE', 'YELLOW', 'BLUE', and 'RED' are placed below their respective lights.

ANEXO G. 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	0810000000001	380,71
JEFE/COORDINADOR DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	B2	INCLUYE: JEFE DE SECCIÓN, JEFE DE INSTALACIÓN, JEFE DE TALLER, JEFE DE ENDEZADOR, 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 MECÁNICO PREVENTIVO	0830000000003	380,45
TÉCNICOS DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C1	INCLUYE: OPERADOR OXCORTE DIGITAL, OPERADOR BAROLADORA DIGITAL, ELECTROMECAÁNICO, ELECTRÓNICO, OPERADOR DE CORTE DE HILO, OPERADOR DE MÁQUINAS DE ELECTROEROSIÓN, PREPARADOR DE COLORES, OPERADOR DE SECCION, TORNERO, SOLDADOR ESPECIALIZADO, ELECTRICISTA ESPECIALIZADO, MECANICO ESPECIALIZADO, OPERADOR SENIOR	0820000000006	380,35
OPERADOR GENERAL DE MAQUINARIA/EQUIPO DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	C2	INCLUYE: OPERADOR JUNIOR, CERRAJERO	0820000000005	380,09
ESMALTADOR Y ENLOZADOR DE UTENSILLOS DE USO DOMÉSTICO	C3		0804289900106	380,09
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA	D2	INCLUYE: AYUDANTES EN GENERAL	0820000000009	377,75
AUXILIAR / AYUDANTE DEL SECTOR DE METALMECÁNICA SIN EXPERIENCIA	E2	INCLUYE: AYUDANTES SIN EXPERIENCIA PREVIA	0820000000010	375,37

ANEXO H. Característica del alambre de soldadura

ALAMBRE MIG PARA ACERO DE BAJO CARBONO

ER 70 S - 6

Norma:

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 ₂	AGA MIX 20

RESISTENCIA A LA TRACCION	ELONGACION
58 - 63 kg./mm ² (80.000 psi)	Lo = 5d 27.3%

Aplicación:

Para soldar acero dulce en toda posición, mediante proceso MIG/MAG usando anhídrido carbónico (CO₂) 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%

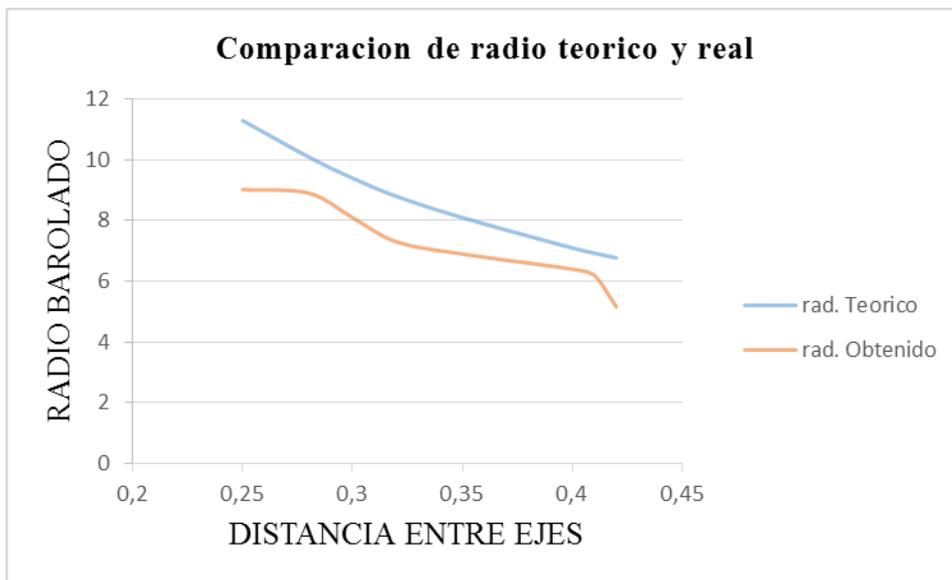
NOTA: Las mejores condiciones para cada aplicación deben determinarse mediante pruebas al momento de soldar.

IMPORTANTE: Protéjase de la humedad.

PESO POR ROLLO: 20 kg/44 lbs.

ANEXO H.1. Comparación de los radios teóricos y reales de barolado

L de centros	Rad. Teórico (m)	Rad. Obtenido (m)
0,42	6,77	5,16
0,41	6,93	6,2
0,4	7,1	6,4
0,35	8,1	6,9
0,32	8,8	7,3
0,3	9,4	8,1
0,28	10,1	8,91
0,25	11,3	9,02



En el gráfico se puede observar que a medida que se disminuye la distancia entre centros el radio de barolado debería aumentar considerablemente según el cálculo teórico, con los ensayos realizados en la baroladora hidráulica se puede ver que al disminuir la distancia entre centros de los ejes el aumento del radio de curvado no varía considerablemente. Obteniendo al final un curvado de radio de poca diferencia.

ANEXO I:

Proceso de construcción

Anexo I. Proceso de construcción.

Para el proceso de fabricación y montaje de la máquina baroladora de perfiles se debe seguir un orden determinado, el cual empieza con la compra de materiales para los diferentes sistemas, posteriormente se realiza los procesos de corte, maquinado en torno, fresadora, taladrado, pulido entre otros. Una vez terminado el proceso de fabricación de piezas se inicia con el ensamblado de cada sistema de la máquina.

1.- Adquisición de elementos y materiales de la máquina.

Bomba hidráulica



Motor de 2Hp para el sistema hidráulico



Indicador de nivel



Unión Matrimonio



Filtro de aspiración



Manómetro



Válvula direccional 4, 3 vías



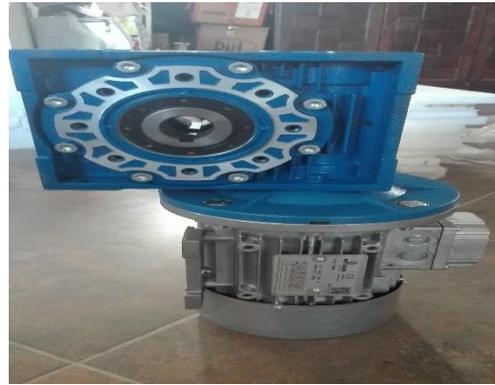
Filtro de retorno



Actuador Hidráulico



Motorreductor



Plancha Acero ASTM A36 15 mm



Ejes Acero AISI 4340 de 60 mm



Eje perforado 150 X 85



Engranajes



2. Una vez obtenido los materiales se realiza la construcción del sistema hidráulico

a. Corte y doblado de placas para el tanque



b. Corte de placa divisoria del tanque



c. Perforado de la placa intermedia



d. Corte para conductos



e. Ensamble total del tanque



f. Conjunto armado



g. Acople motor- Bomba



h. Instalación de filtro de aspiración



i. Ensamble final del sistema hidráulico



3. Construcción de la estructura

Una vez construido el sistema hidráulico se construye el sistema mecánico y la estructura.

a. Corte de perfiles UPN 120



b. Perforados de perfiles



c. Armado de la estructura



d. Armado de soporte para el reductor



e. Corte de placas de unión del actuador



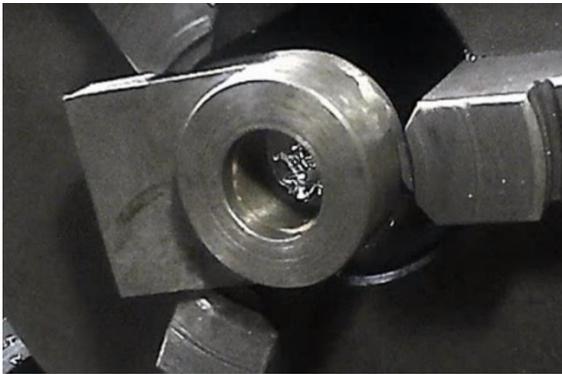
f. Perforado en placas de unión al actuador



g. Mecanizado de ejes



h. Mecanizado de tapas de rodamientos de eje



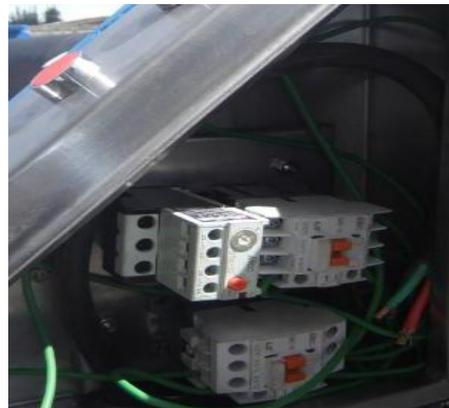
i. Mecanizado de eje perforado



j. Mecanizado de base estructura unión reductor



k. Armado del sistema de control



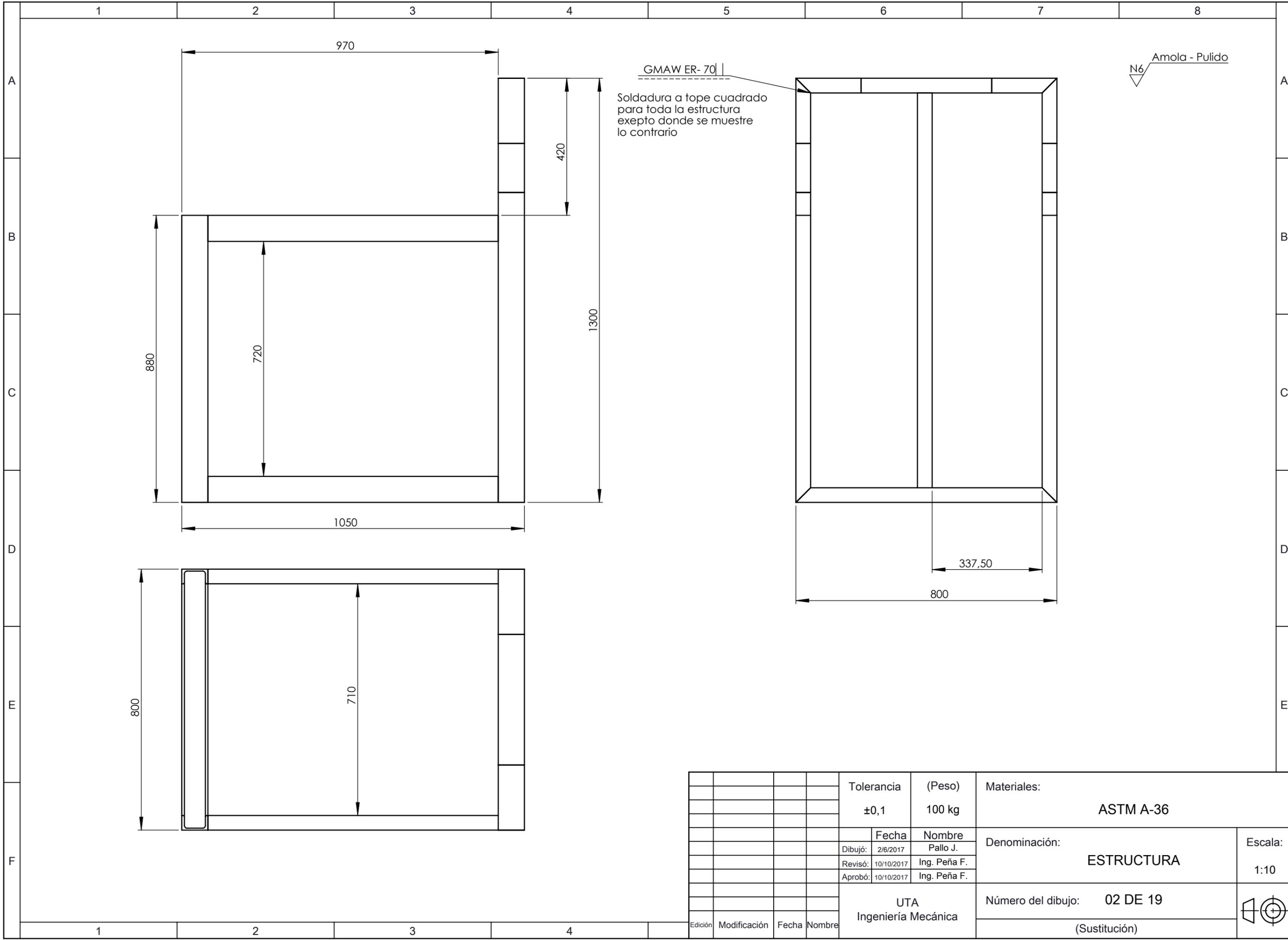
k.1. Armado de botonera de mando



l. Ensamble final



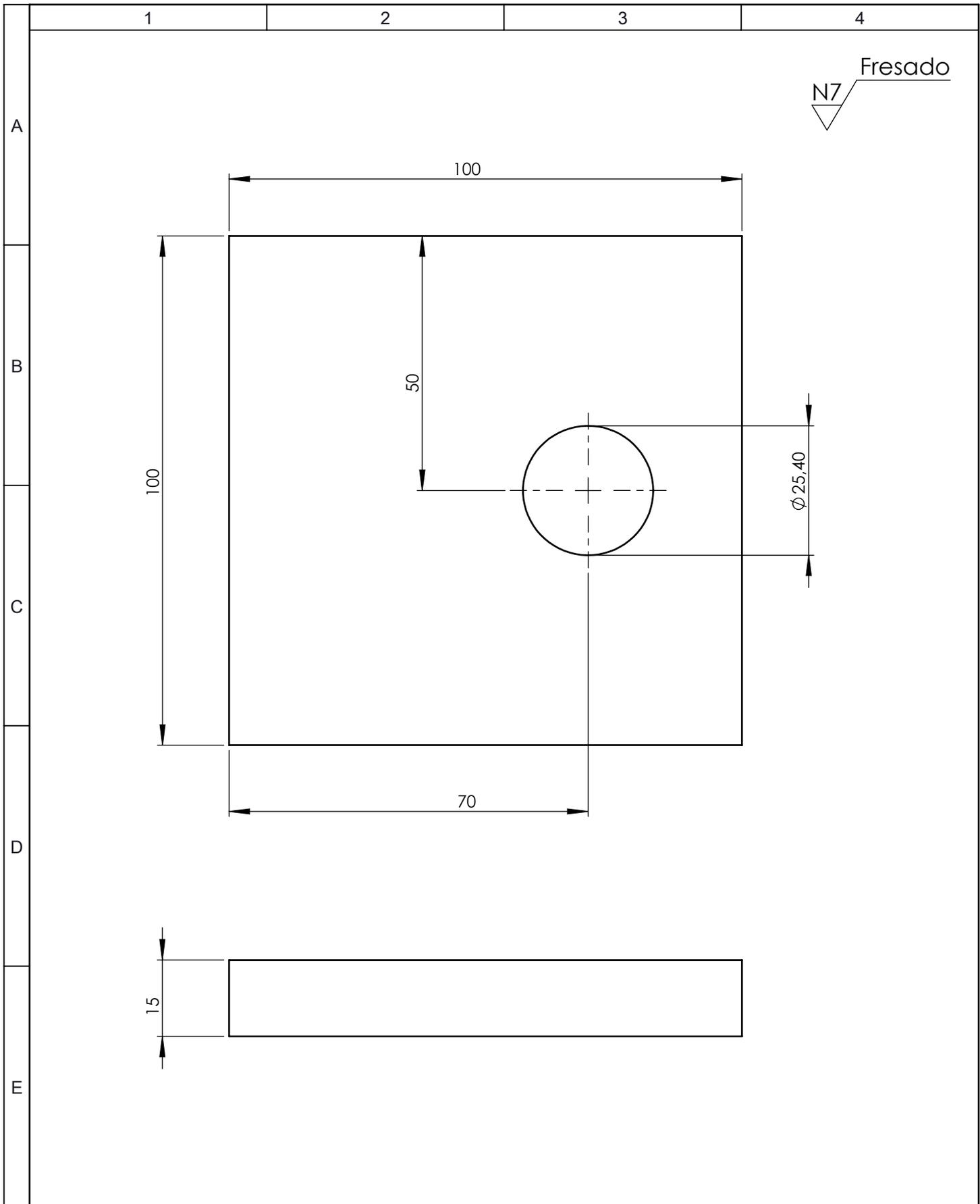
PLANOS



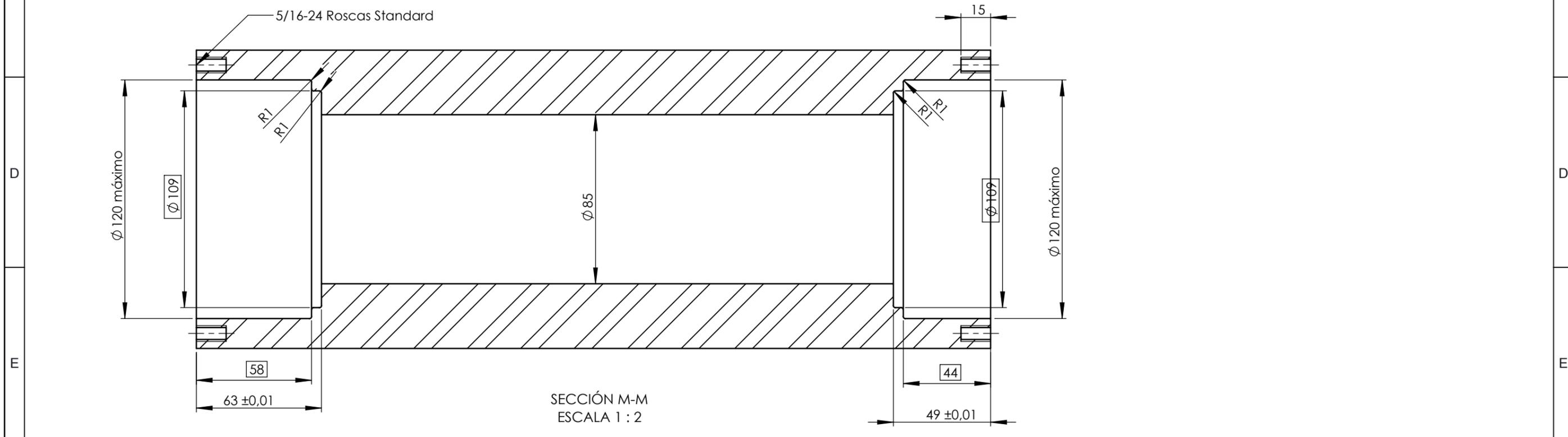
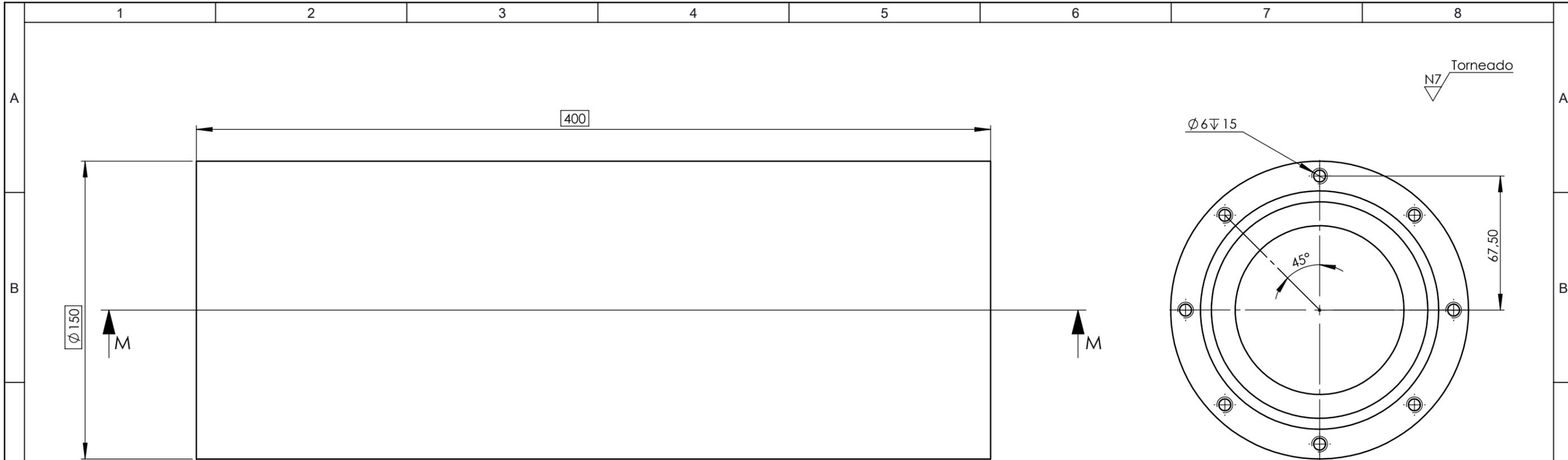
GMAW ER-70 |
 Soldadura a tope cuadrado para toda la estructura excepto donde se muestre lo contrario

N6 Amola - Pulido

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	100 kg	ASTM A-36	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	2/6/2017	Pallo J.	
				Revisó:	10/10/2017	Ing. Peña F.	
				Aprobó:	10/10/2017	Ing. Peña F.	Escala: 1:10
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 02 DE 19	
						(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



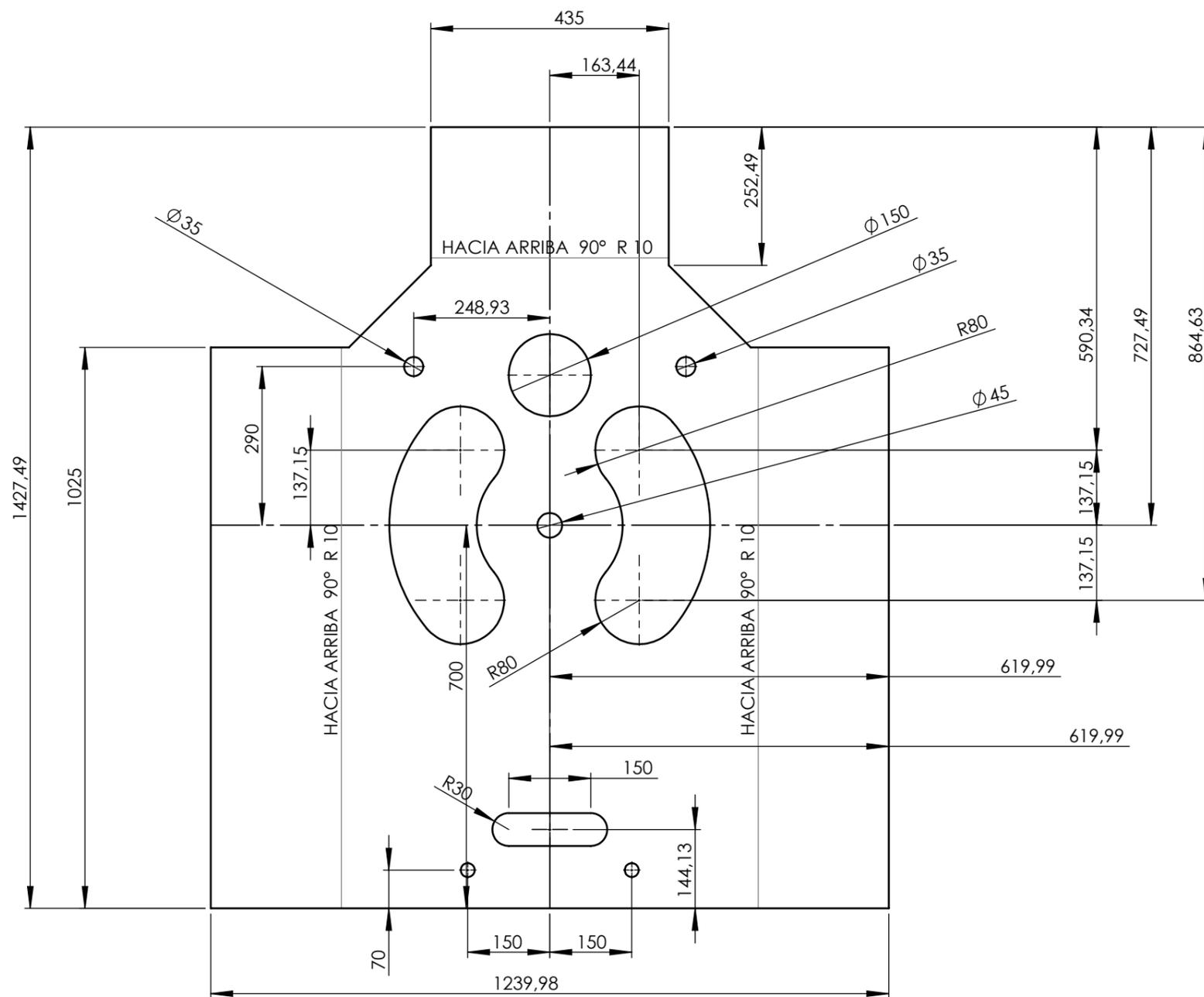
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	10 Kg	ACERO ASTM A-36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 7/6/2017	Pallo J.		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.	BASE UNIÓN	1:1
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



SECCIÓN M-M
ESCALA 1 : 2

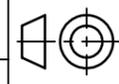
				Tolerancia ±0,1	(Peso) 40 Kg	Materiales: AISI 4340	
						Denominación: ACOPLE EJE SUPERIOR	Escala: 1:2
				Dibujó: 16/6/2017	Nombre Pallo J.	Número del dibujo: 04 DE 19 (Sustitución)	
				Revisó: 10/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 10/10/2017	Ing. Peña F.		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			

Torneado



N6 AMOLADO- PULIDO

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	206 kg	ASTM A-36	
					Fecha	Nombre	Denominación: DOBLADO TAPA DELANTERA
				Dibujó:	18/7/2017	Pallo J.	
				Revisó:	10/10/2017	Ing. Peña F.	
				Aprobó:	10/10/2017	Ing. Peña F.	Escala: 1:10
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 05 DE 19	
						(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



1

2

3

4

N7 Torneado

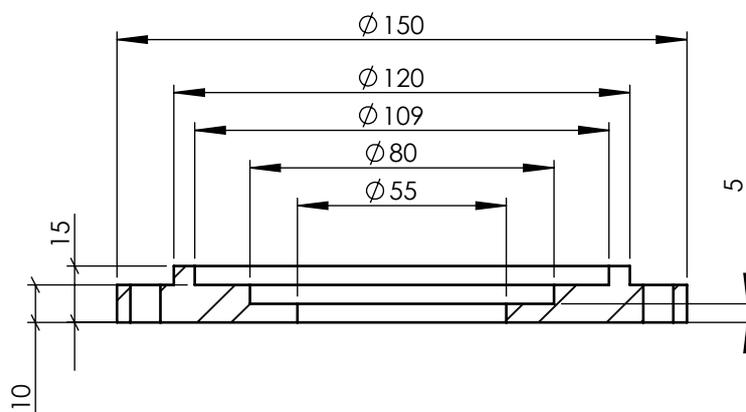
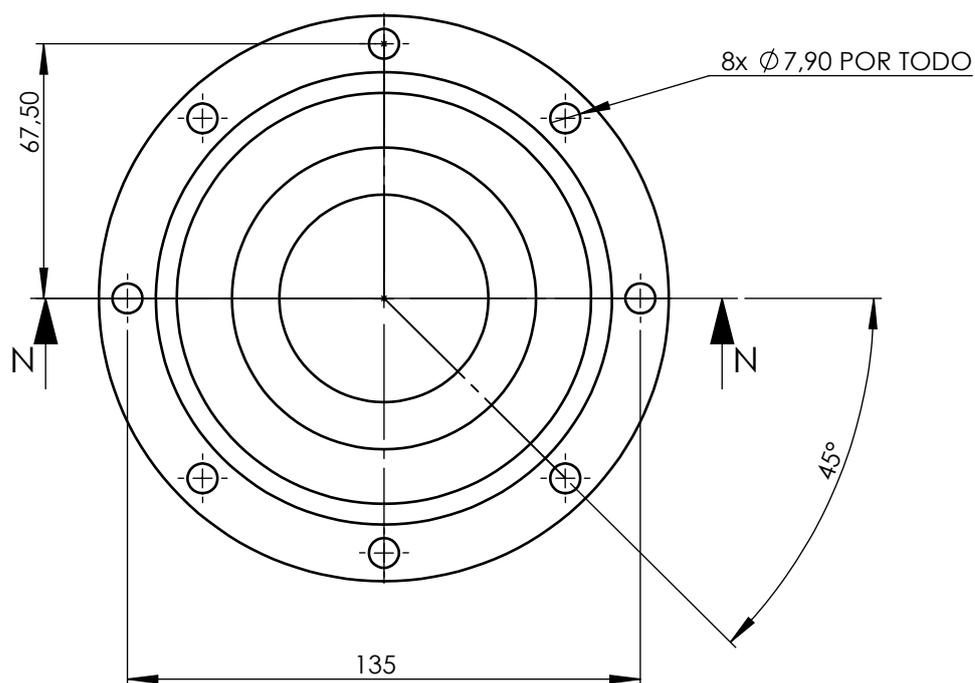
A

B

C

D

E



SECCIÓN N-N
ESCALA 1 : 2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				$\pm 0,1$	1.1 kg	ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPA RODAMIENTOS EJE SUPERIOR	Escala: 1:2
			Dibujó:	1/7/2017	Pallo J.		
			Revisó:	12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó:	12/10/2017	Ing. Peña F.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	06 DE 19
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

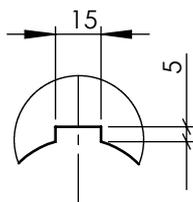
2

3

4

N7 Torneado

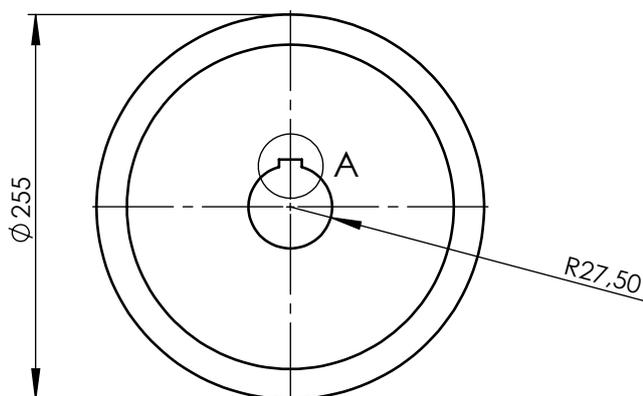
A



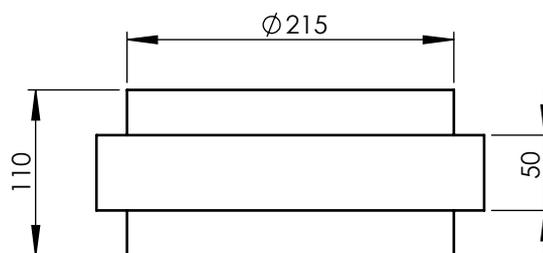
DETALLE A
ESCALA 2 : 5

B

C



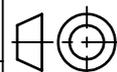
D

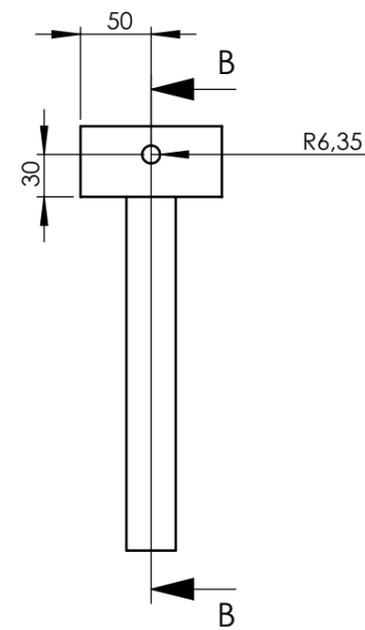
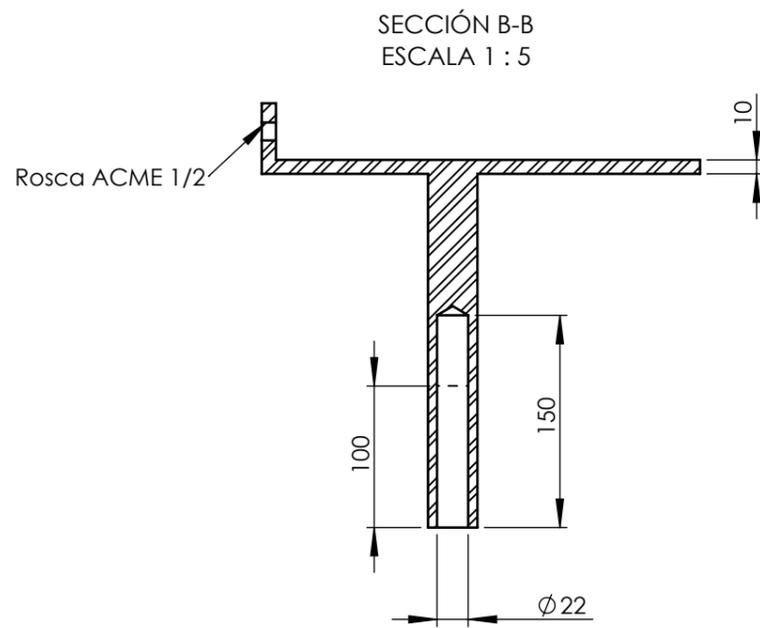
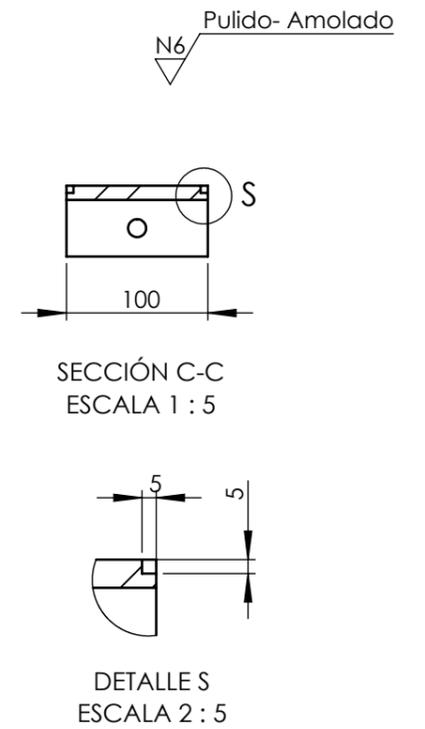
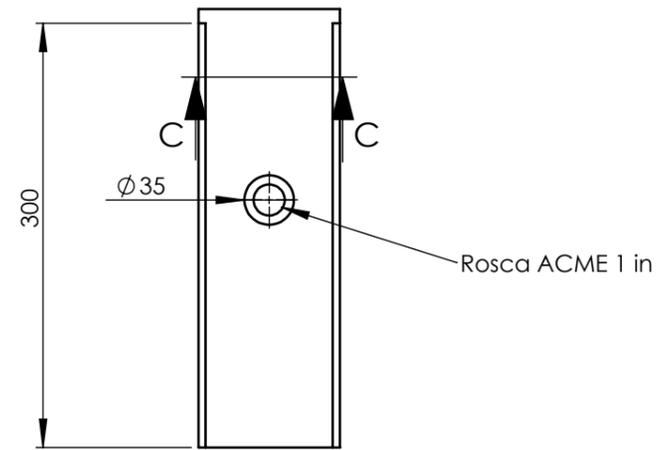
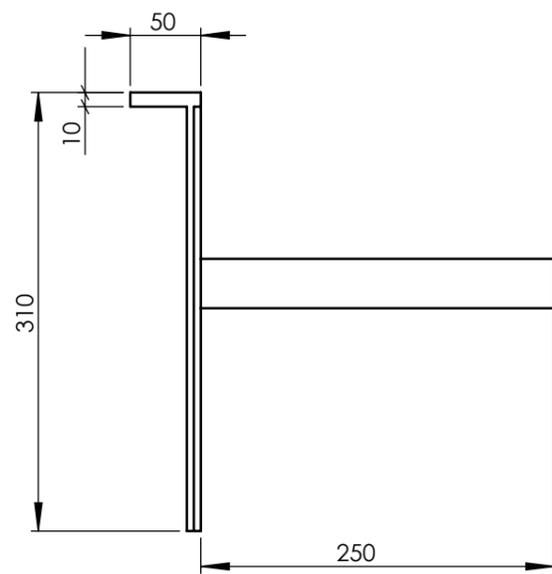


E

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	35 kg	AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 3/5/2017	Pallo J.		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.	Número del dibujo: 07 DE 19	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			

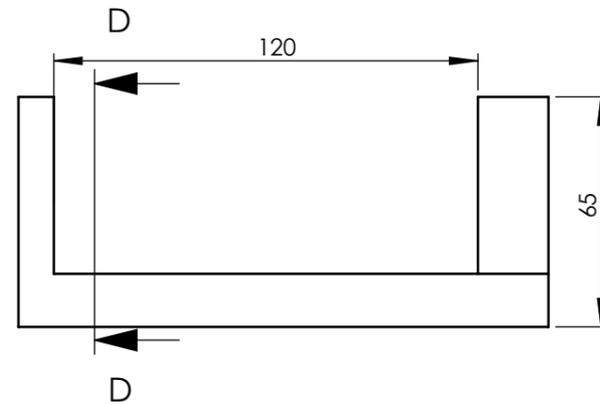
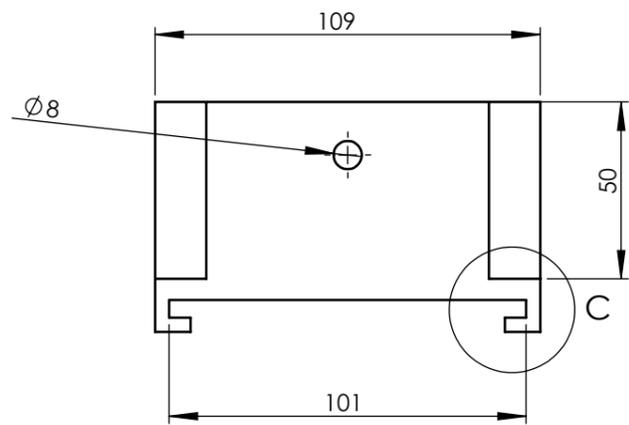
Escala:
1:5



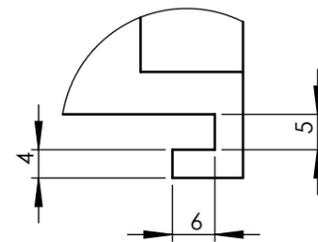
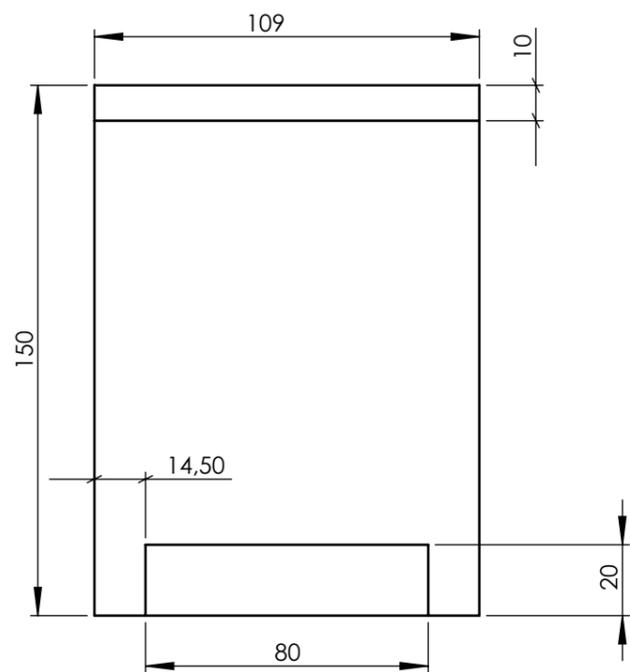
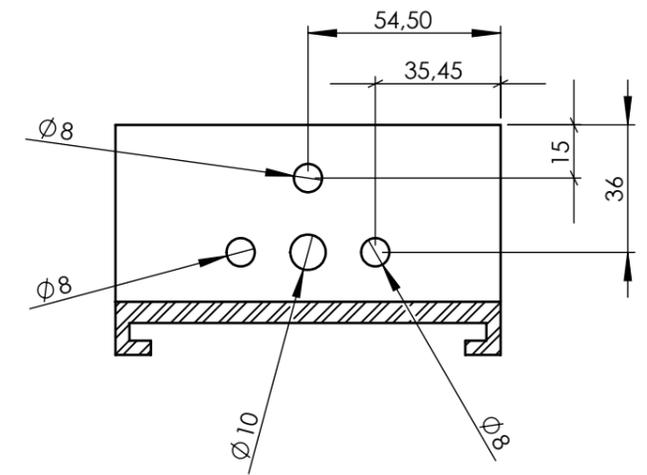


				Tolerancia $\pm 0,1$	(Peso) 12 Kg	Materiales: ASTM A-36		
						Denominación: CORREDERA BRAZO RODILLO	Escala: 1:5	
				Dibujó:	Fecha			Nombre
				Revisó:	10/10/2017			Ing. Peña F.
				Aprobó:	10/10/2017	Ing. Peña F.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 08 DE 19		
						(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

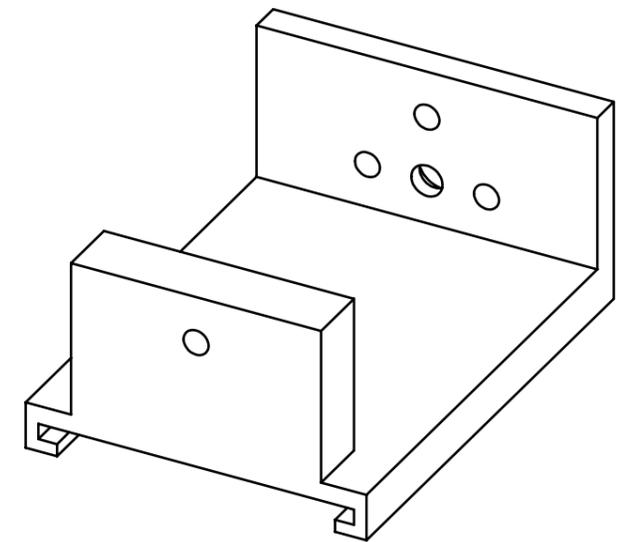
N6 Pulido - Amolado



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



				Tolerancia $\pm 0,1$	(Peso) 6 Kg	Materiales: ASTM A-36	
						Denominación: CORREDERA GUIA	Escala: 1:2
				Fecha 27/5/2017	Nombre Pallo J.		
				Revisó: 10/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 10/10/2017	Ing. Peña F.	Número del dibujo: 09 DE 19	
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

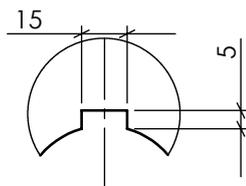
2

3

4

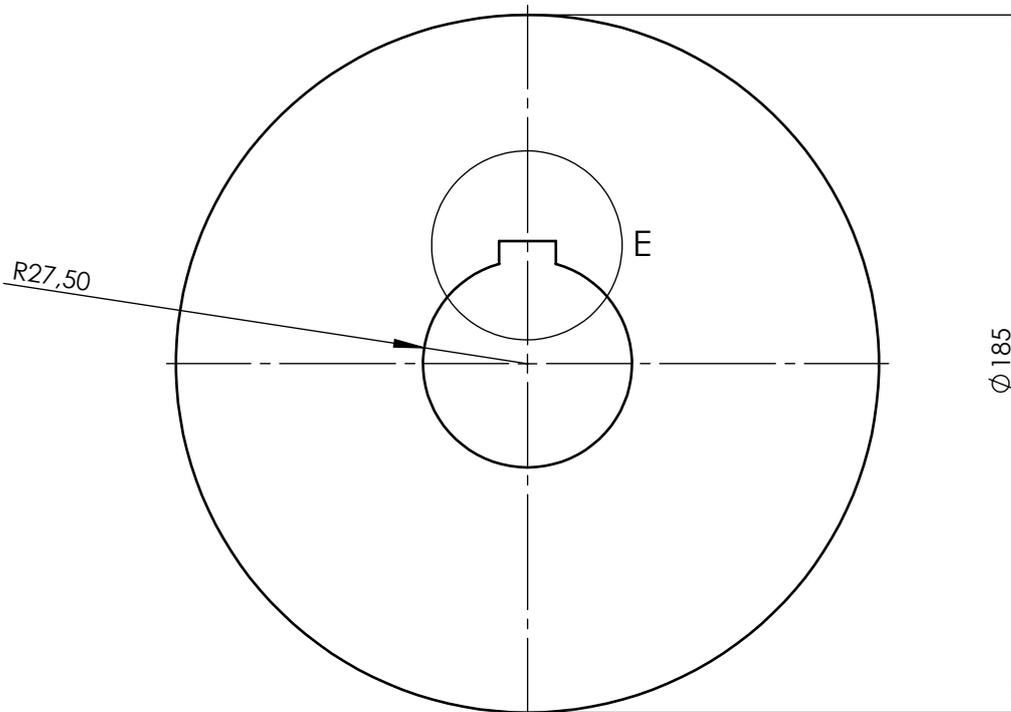
N7 Torneado

A



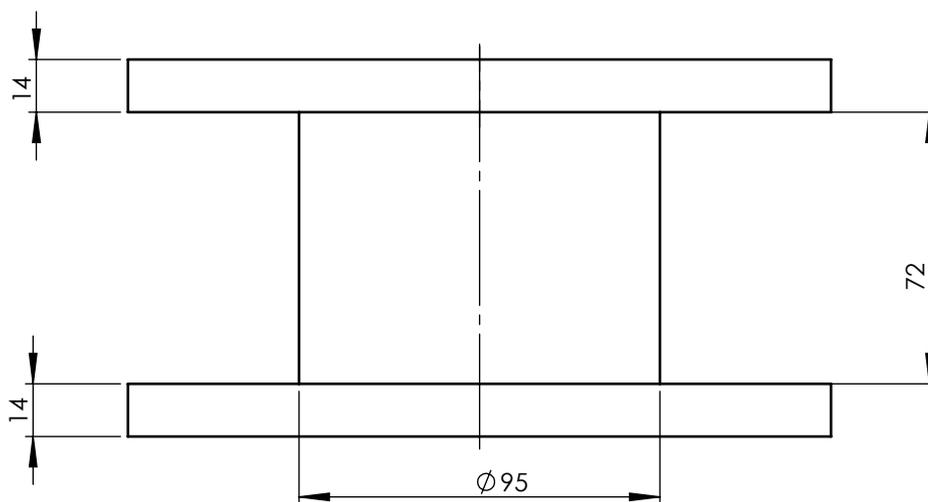
DETALLE E
ESCALA 2 : 5

B



C

D



E

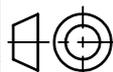
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	22 Kg	AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 11/5/2017	Pallo J.		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.	Número del dibujo: 10 DE 19	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			

MATRIZ EJE SUPERIOR

1:2

Número del dibujo: 10 DE 19

(Sustitución)



1

2

3

4

N7 Torneado



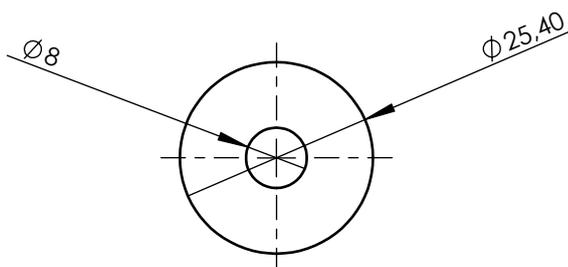
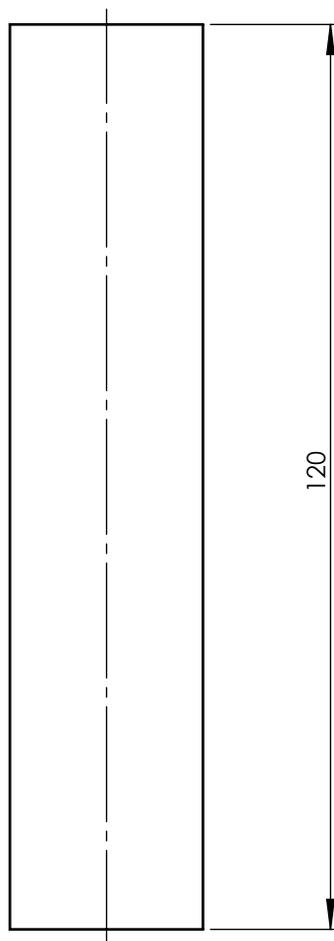
A

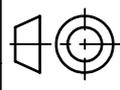
B

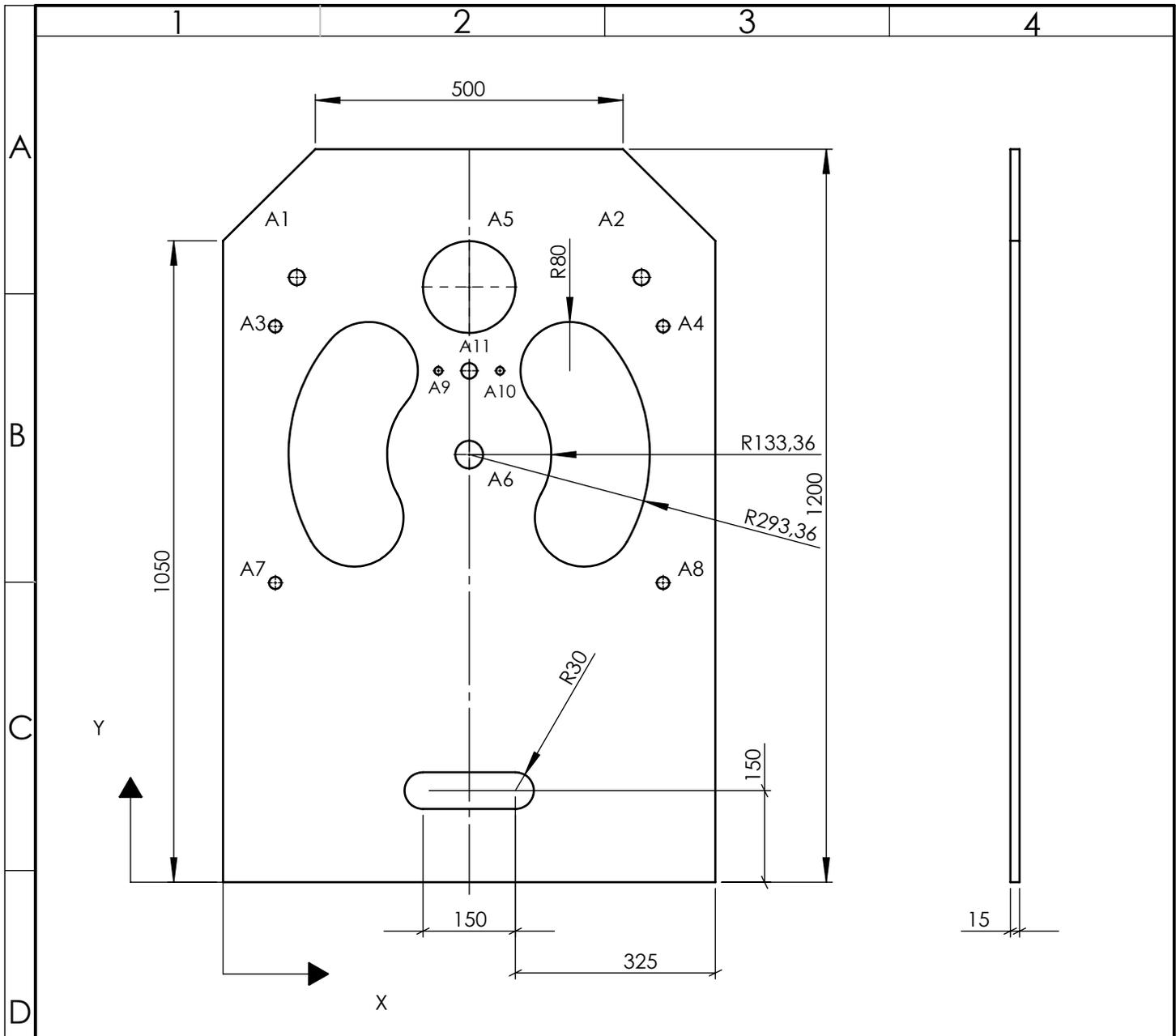
C

D

E

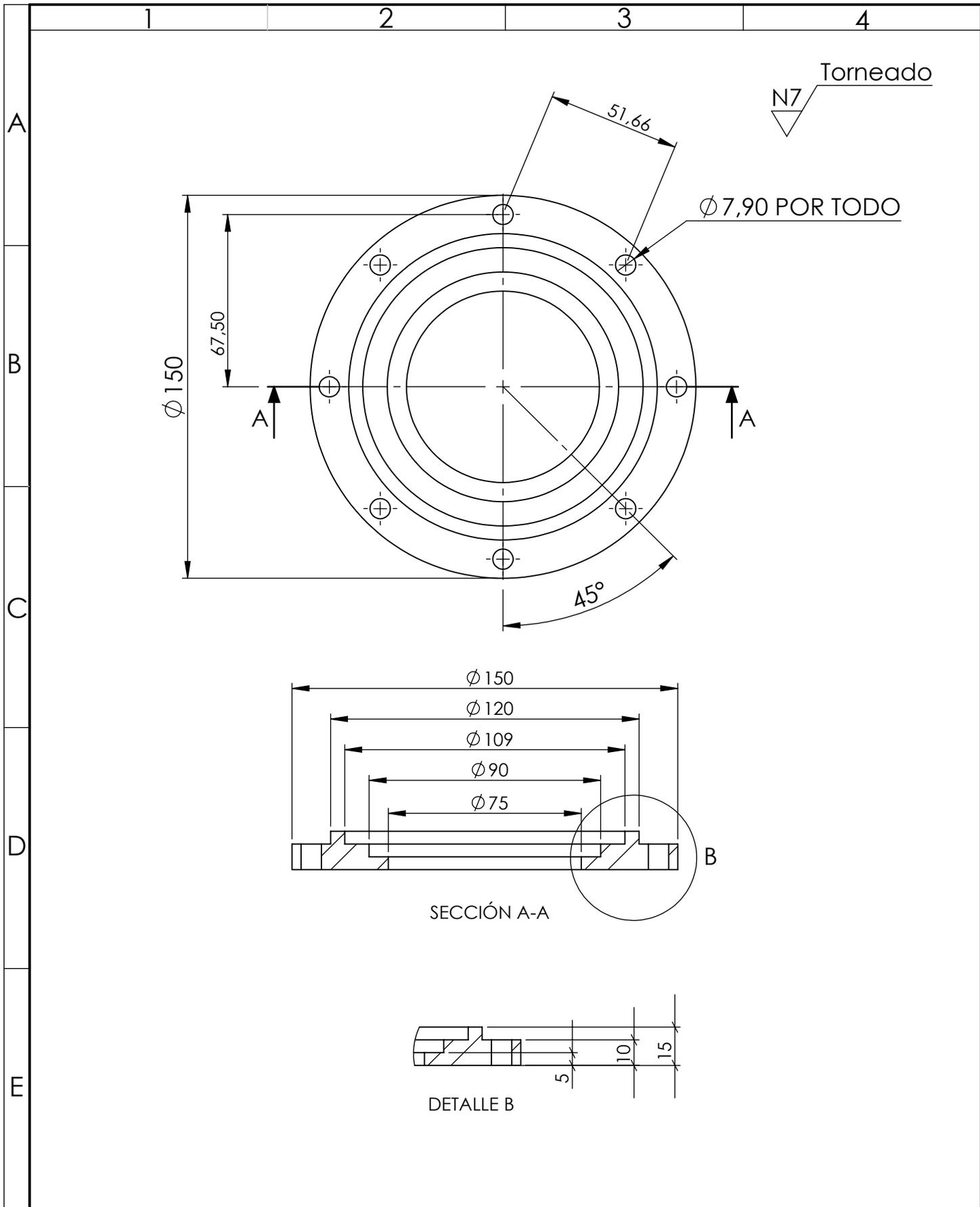


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	5 Kg	AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 28/5/2017	Pallo J.		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.	Número del dibujo: 11 DE 19	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica			



Rotulo	Ubic. X	Ubic. Y	Tamaño
A1	120	1040	25.4
A2	680	1040	25.4
A3	85	910	20
A4	715	910	20
A5	400	974.32	150
A6	400	700	45
A7	85	490	20
A8	715	490	20
A9	350	837.16	12.7
A10	450	837.16	12.7
A11	400	837.16	25.4

				Tolerancia: ±1	Peso: 50 Kg	MATERIAL: ASTM A36		
				Fecha	Nombre	TÍTULO: TAPA POSTERIOR		
				Dibujó: 12/07/2017	Pallo J.	Escala: 1:10		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.			
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.			
				UTA Ingeniería Mecánica		Número de Lámina: 12 DE 19		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:				Registro: ☐ ⊕



				Tolerancia: ± 1	Peso: 0.9 Kg	MATERIAL: ASTM A-36	
				Fecha	Nombre	TÍTULO: TAPA RODAMIENTO SUPERIOR ENGRANE	Escala: 1:2
				Dibujó: 29/7/2017	Pallo J.		
				Revisó: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobó: 12/10/2017	Ing. Peña F.	Número de Lámina: 13 DE 19	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	UTA Ingeniería Mecánica		Sustitución:	☐ ⊕

1 2 3 4

N7 Torneado

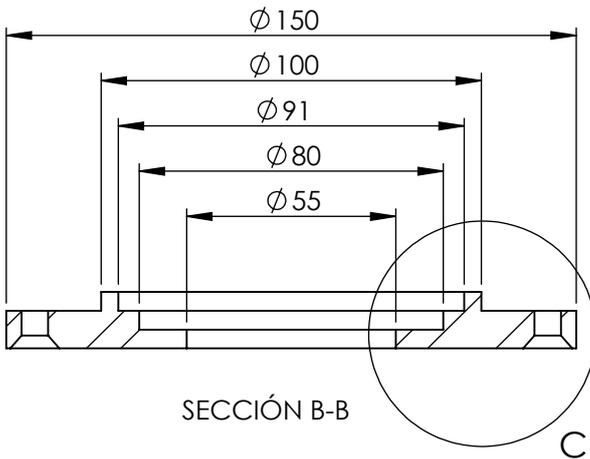
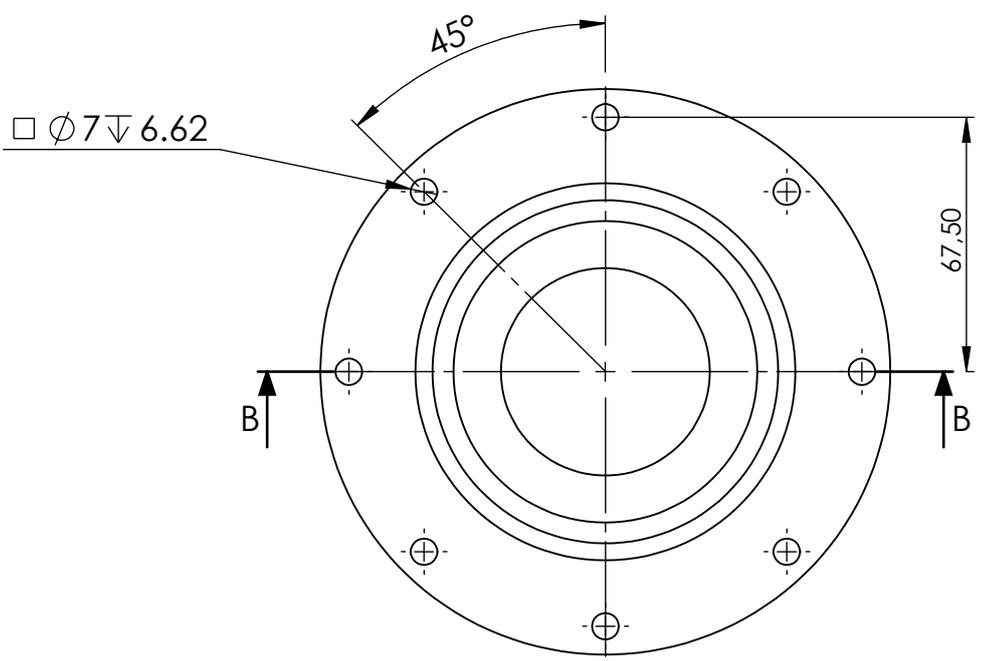
A

B

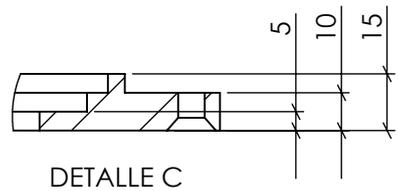
C

D

E

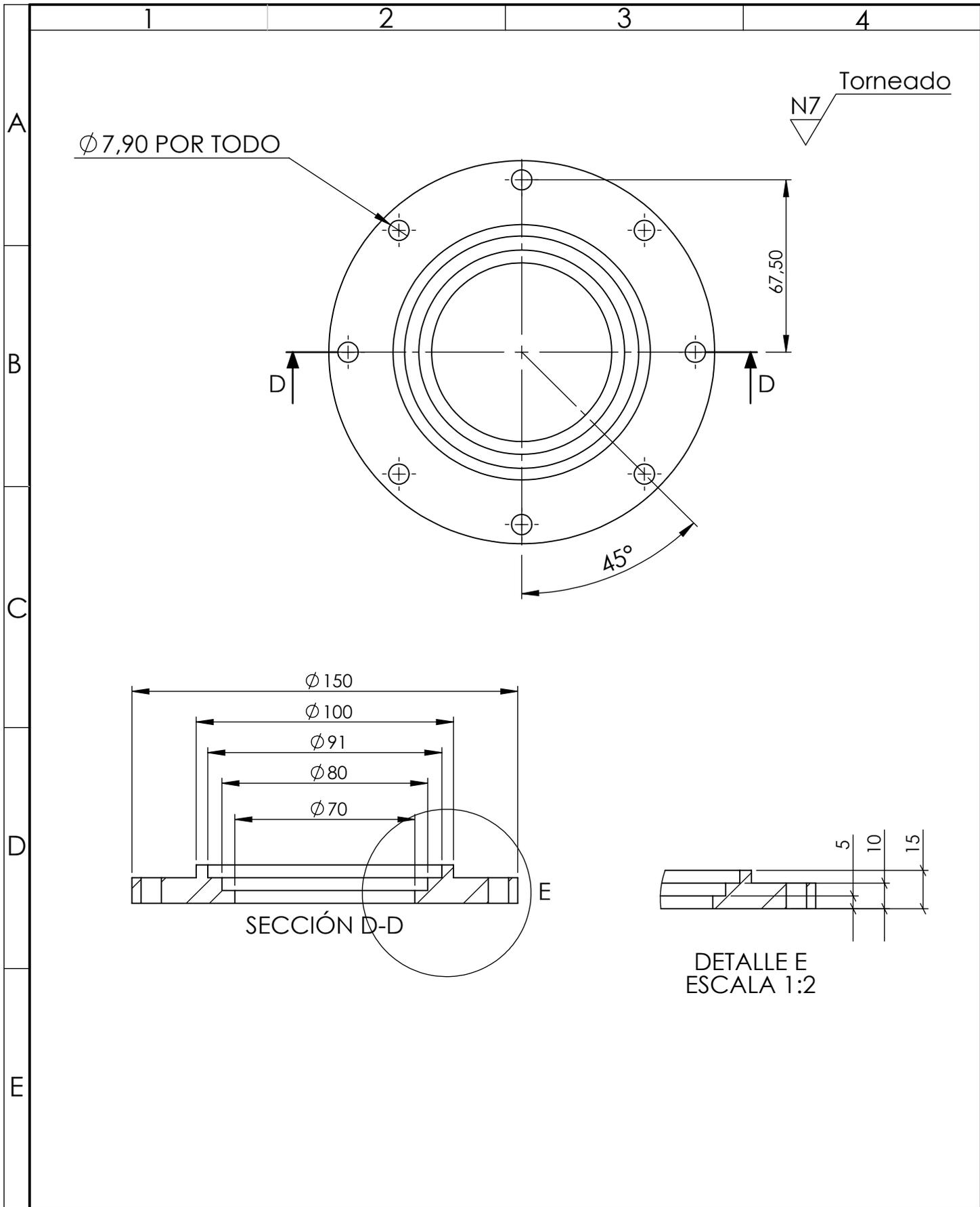


SECCIÓN B-B



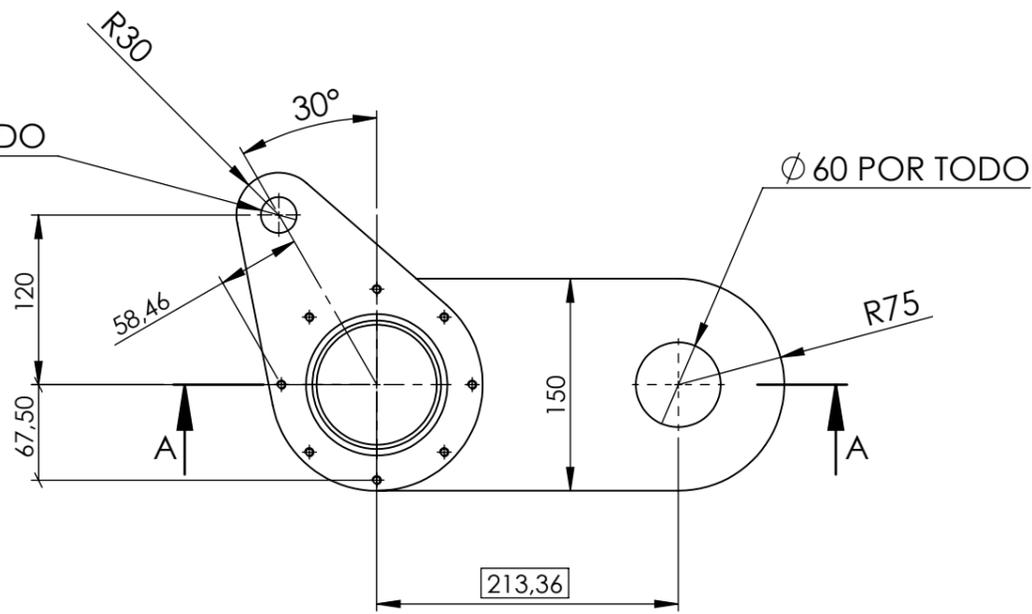
DETALLE C

				Tolerancia: ±0.5	Peso: 1.1 Kg	MATERIAL: ASTM A-36	
						TÍTULO: TAPA RODAMIENTOS INFERIORES	Escala: 1:2
				Dibujo: 29/7/2017	Nombre: Pallo J.		
				Reviso: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				Aprobo: 12/10/2017	Ing. Peña F.		
				UTA Ingeniería Mecánica		Número de Lámina: 14 DE 19	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

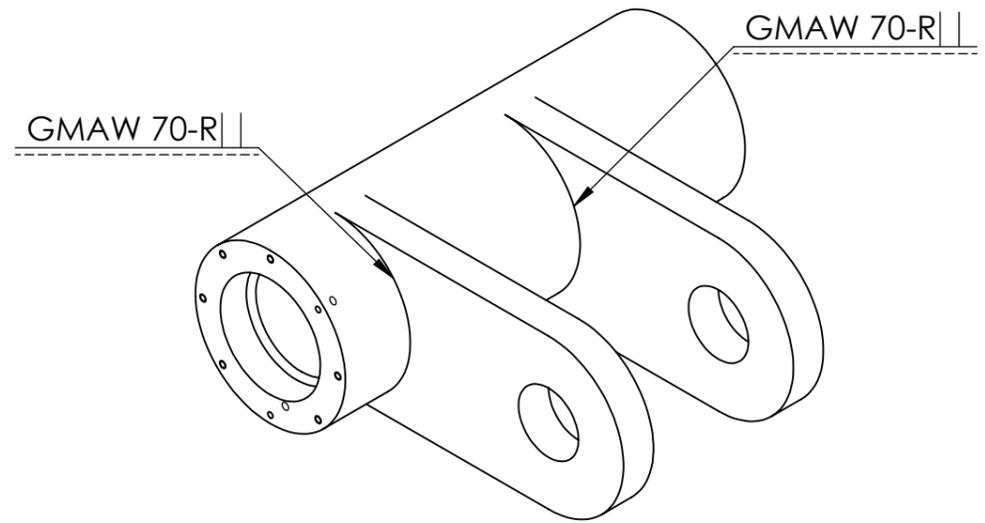
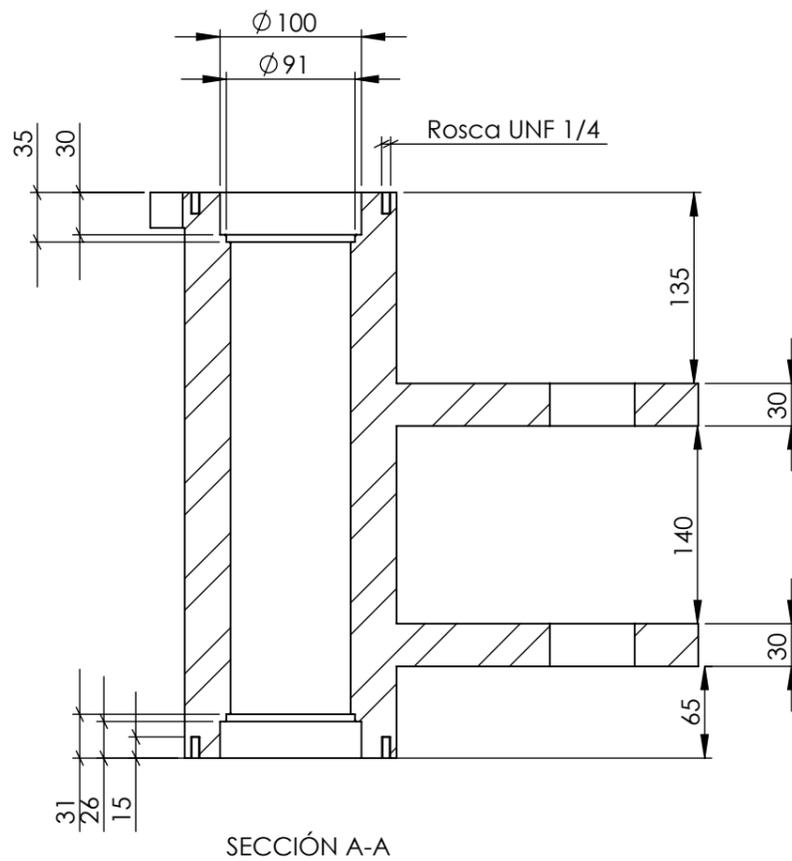
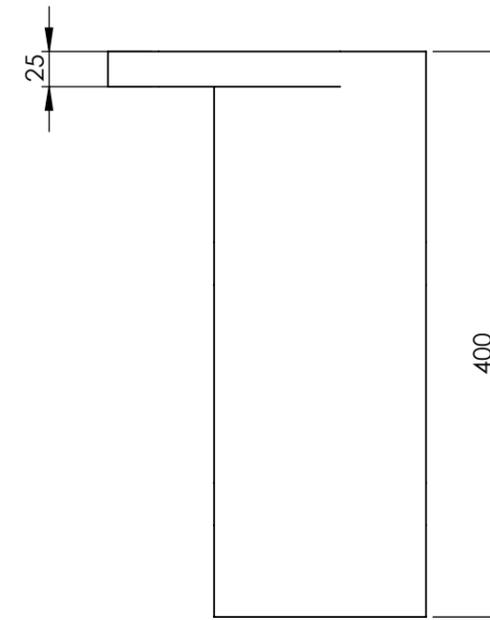


				Tolerancia: ±0.5	Peso: 1 Kg	MATERIAL: ASTM A-36	
						TÍTULO:	Escala:
				Dibujo:	29/7/2017	Pallo J.	TAPA RODAMIENTOS INFERIORES POSTERIOR
				Reviso:	12/10/2017	Ing. Peña F.	
				Aprobo:	12/10/2017	Ing. Peña F.	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número de Lámina: 15 DE 19	Registro:
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	☐ ⊕

Ø 25,40 POR TODO



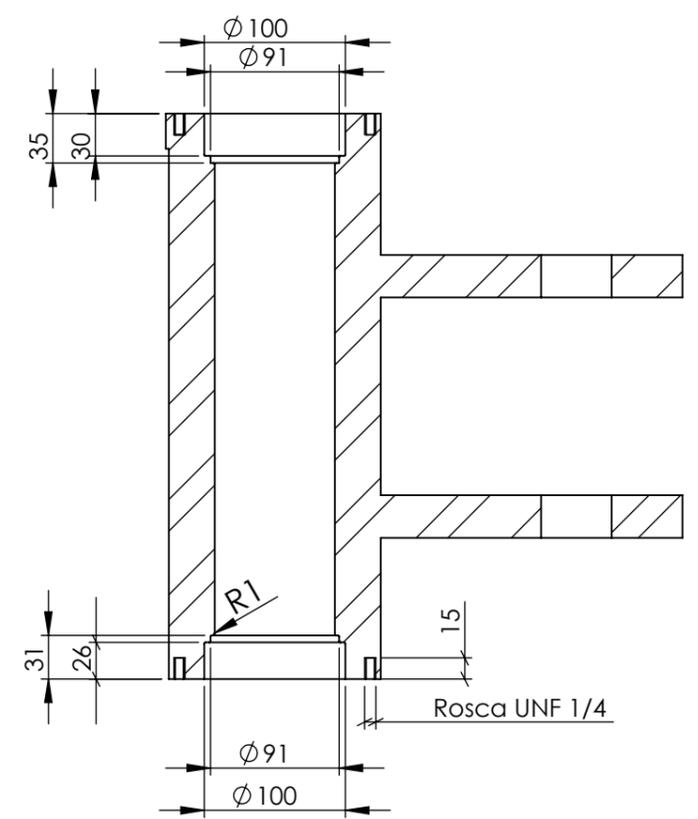
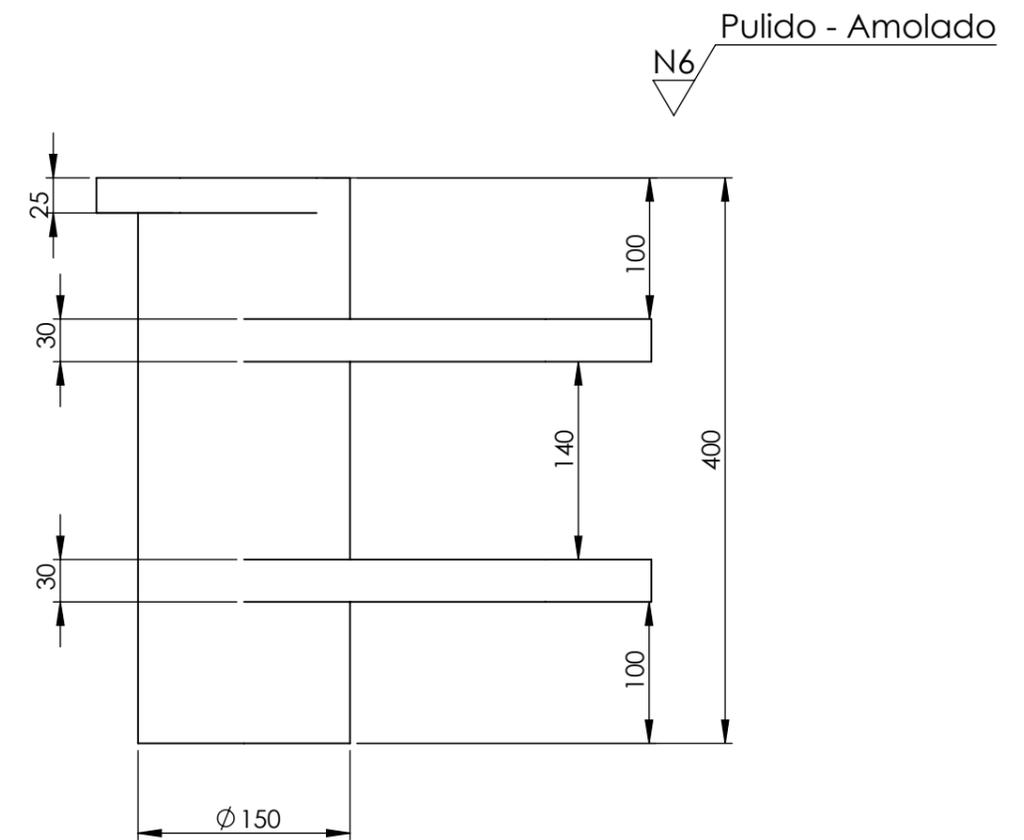
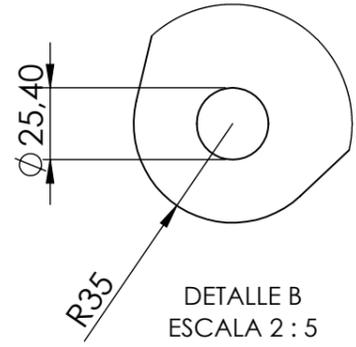
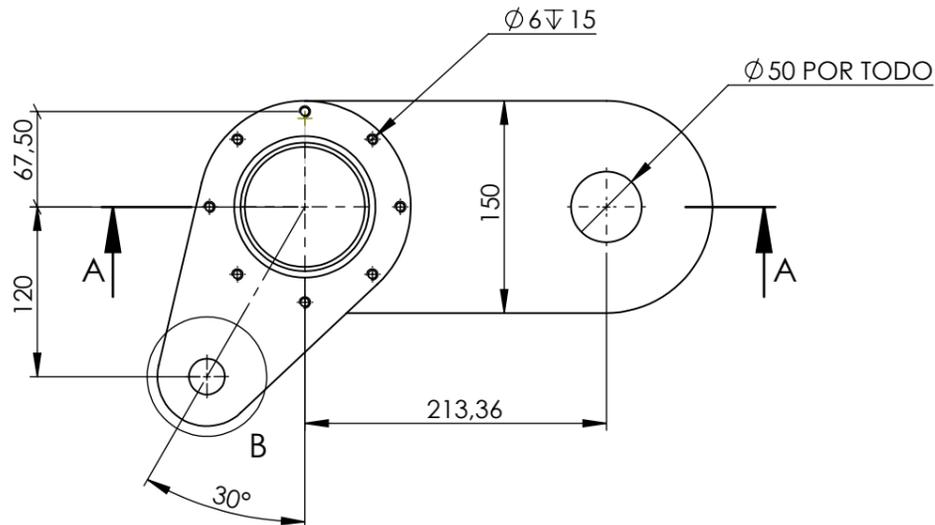
N6 Pulido - Amolado



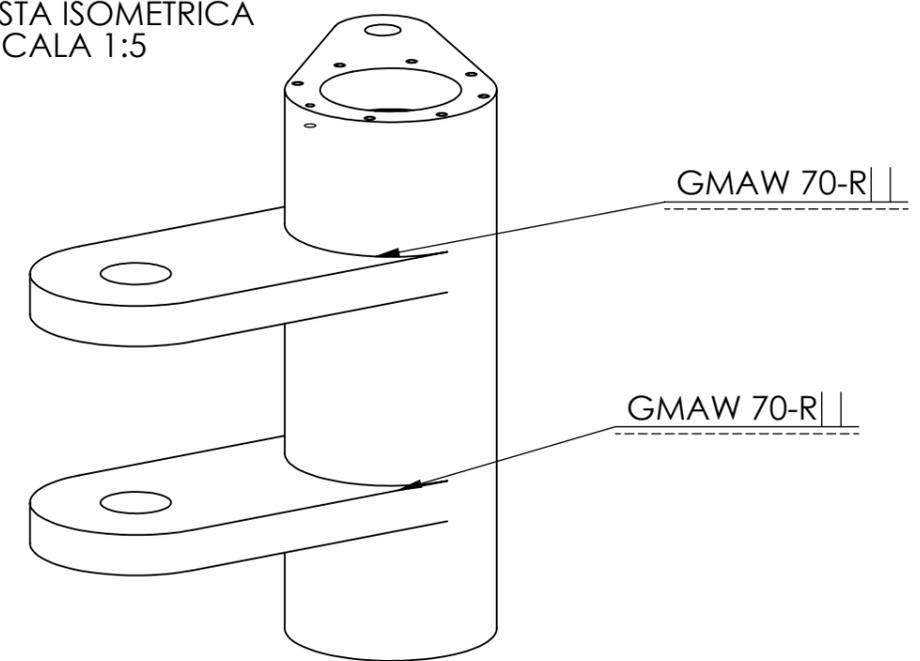
Vista Isometrica
Escala 1:5

SECCIÓN A-A

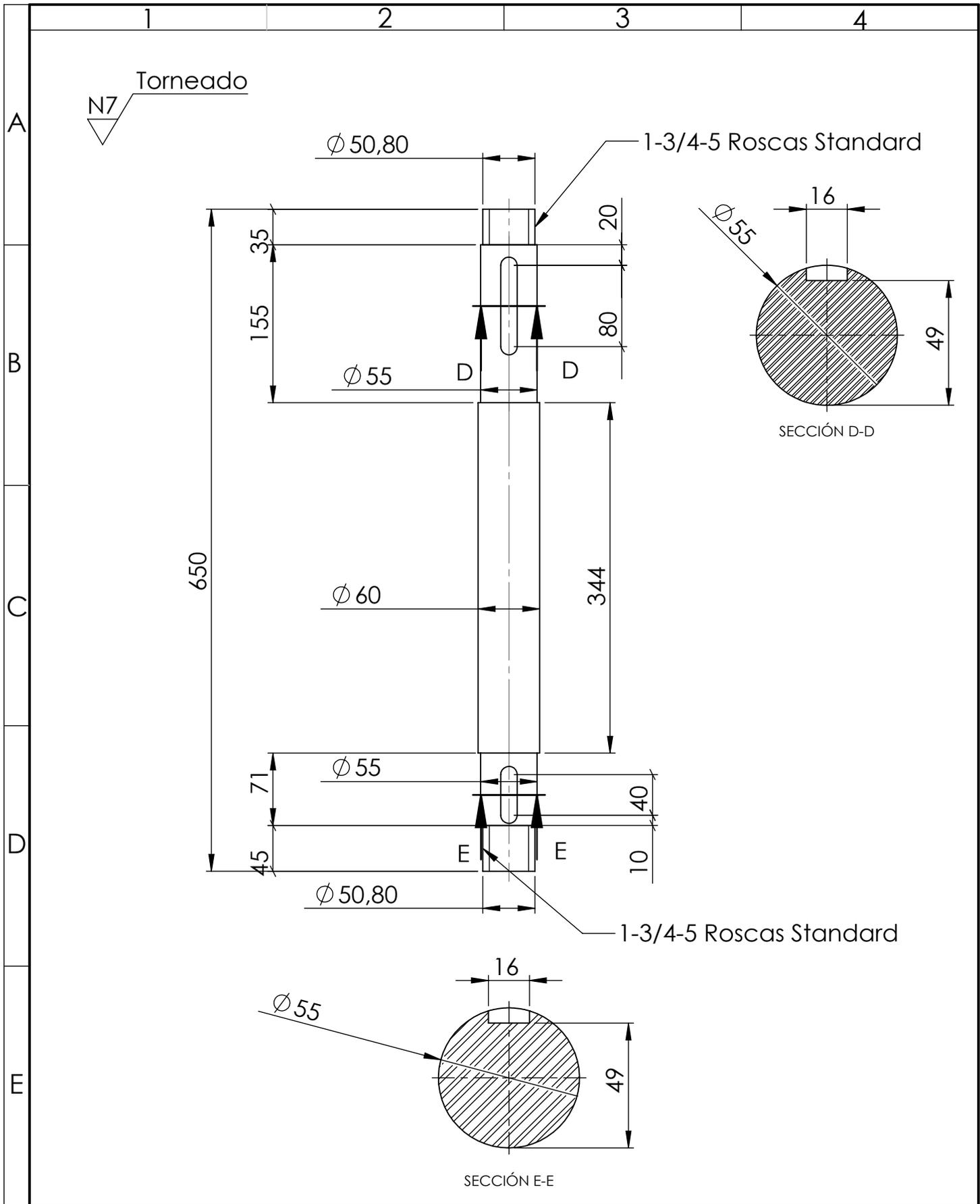
				Tolerancia: ± 1	Peso: 52 Kg	MATERIAL: ACERO ALEADO	
				Fecha	Nombre	TÍTULO:	
				Dibujó: 29/7/2017	Pallo J.	BRAZO DERECHO.1	
				Revisó: 10/10/2017	Ing. Peña F.	Escala: 1:5	
				Aprobó: 10/10/2017	Ing. Peña F.	Registro:	
				UTA Ingeniería Mecánica		Número de Lámina: 16 DE 19	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:5



				Tolerancia: ± 1	Peso: 52 Kg	MATERIAL: ACERO ALEADO	
						TÍTULO: BRAZO IZQUIERDO	
				Fecha 30/7/2017	Nombre Pallo J.	Escala: 1:5	
				Revisó: 10/10/2017	Ing. Peña F.	Registro: 17 DE 19	
				Aprobó: 10/10/2017	Ing. Peña F.	Número de Lámina: 17 DE 19	
				UTA Ingeniería Mecánica		Sustitución:	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:				



				Tolerancia:	Peso:	MATERIAL:			
				± 1	7 Kg	AISI 4340			
				Fecha	Nombre	TÍTULO:	Escala:		
			Dibujó:	16/8/2017	Pallo J.			EJE INFERIOR	1:2
			Revisó:	12/10/2017	Ing. Peña F.				
			Aprobó:	12/10/2017	Ing. Peña F.				
				UTA		Número de Lámina:	Registro:		
				Ingeniería Mecánica		18 DE 19			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	☐ ⊕		

