

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA
EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN**

PRESENTADO POR:

**JUAN CARLOS LINARES HERNÁNDEZ
JOSUÉ RICARDO MORÁN CARPIO
FARES ALBERTO PATRIZ RAFAEL**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE DE 2023

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

MSc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIA GENERAL :

Ing. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

PhD. EDGAR ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO :

Ing. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR INTERINO :

Ing. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA
EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN**

Presentado por :

**JUAN CARLOS LINARES HERNÁNDEZ
JOSUÉ RICARDO MORÁN CARPIO
FARES ALBERTO PATRIZ RAFAEL**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

San Salvador, octubre de 2023

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

DEDICATORIA

A mi padre Ricardo Morán que con su arduo trabajo y ayuda incondicional ha estado presente en cada etapa de mi vida brindándome sus consejos y sabiduría, sin duda alguna un pilar fundamental en mi vida.

A mi madre Lucrecia Carpio de Morán, por su gran amor y buenas enseñanzas de vida, dándome siempre esos ánimos necesarios para alcanzar mis objetivos y metas.

A mis tíos Alfredo Carpio (QDDG) y José Luis Carpio López (QDDG) quienes fueron una parte fundamental en mis estudios de nivel básico y me acompañaron en este camino de mis estudios superiores.

Josué Ricardo

DEDICATORIA

Este trabajo de graduación está dedicado a:

Mi familia, quienes siempre me han dado el aliento de seguir adelante para cumplir mis metas, quienes estuvieron siempre a mi lado apoyándome durante estos años de estudio, han sido mis guías y mentores y ahora cuando concluyo mis estudios, les dedico este logro y en especial a mi madre María Ángela Rafael que me ha brindado todo su amor y que ha sido mi mayor inspiración en este proceso. Feliz de formar parte de esta familia que siempre están a mi lado y en esta parte de mi vida en una meta más alcanzada.

Fares Alberto

DEDICATORIA

Este trabajo de graduación está dedicado a:

A mi madre Daysi y mi tía Lorena que con su esfuerzo y dedicación me instaron a seguir con mis estudios a pesar de las adversidades vividas.

A mi hermano Cristian, que ha sido un gran apoyo durante toda mi formación académica.

Todos ustedes han sido importantes a largo de mi vida, y ahora que estoy culminando mis estudios superiores quiero que sean parte de mi felicidad y que estén orgullosos de mí.

Juan Carlos

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todopoderoso por brindarme la oportunidad de culminar mis estudios de educación superior, y permitirme compartir este logro con mi familia y amigos.

A mis Padres, Ricardo Arturo Morán Guevara y Lucrecia Carpio de Morán, quienes me han proporcionado todo su apoyo incondicional, además de sus buenos consejos y enseñanzas que me han formado desde la infancia.

A mis hermanas Ana Lidia Morán Carpio y Claudia Marina Morán Carpio, por motivarme a salir adelante y perseguir mis metas.

A mi abuela Antonia Carpio López, quien ha estado presente en cada etapa de mis estudios, guiándome con sus consejos.

A demás familia que siempre me han brindado su apoyo.

A mis buenos amigos y compañeros de estudio César Henríquez, Jorge Peña, Rigoberto Jiménez, con los cuales compartimos muchas experiencias en la facultad, y estuvieron conmigo en los buenos y malos momentos; no cabe duda de que fueron parte fundamental de este proceso.

A mis compañeros de trabajo de graduación Fares Patriz y Juan Hernández por la satisfactoria culminación de este proyecto.

A todos los docentes que han contribuido en mi formación académica en especial a mi asesor Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz por compartir su experiencia y conocimiento en cada asesoría.

Josué Ricardo

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme permitido seguir mis estudios en educación superior, y por todas las confirmaciones que me ha brindado en mi proceso de estudio y en mi vida personal.

Le doy las gracias a mis padres Valentín Patríz y María Ángela Rafael, principalmente a mi madre por brindarme todo su apoyo, emocional, económico y por motivarme a cumplir con mis metas.

A mi hermano Fredy Patríz y su esposa Ariana Jonhson, como también a mi hermano Adán Patríz y su esposa Maritza Quijada por haberme brindado su apoyo económicamente durante estos años.

Gracias a cada uno de mis amigos y compañeros fuera y dentro de la universidad que a lo largo de la carrera han estado ahí para darme aliento y apoyo.

Finalmente, les agradezco a los docentes que a lo largo de la carrera hicieron posible mi formación profesional en la ingeniería mecánica y hacer mención de Jonathan Berríos por la guía brindada como asesor en este trabajo de graduación.

Fares Alberto

AGRADECIMIENTOS

A Dios que ha sido mi guía espiritual y me ha bendecido a lo largo de mi vida. Gracias a Él he podido culminar mis estudios superiores.

A mi familia que han estado siempre brindándome todo su apoyo y sus consejos para el cumplimiento de todos mis objetivos en la vida que se traducen en orgullo y satisfacción para mí y también para ellos.

A mis amigos y compañeros de carrera por haber realizado su pequeño aporte a mi formación académica y que ahora se ve reflejado en la culminación de este trabajo de graduación.

A mis compañeros de trabajo de graduación Fares y Josué por haber formado equipo conmigo y por apoyarme en muchos de las partes que conforman este trabajo, espero que todo ese esfuerzo rinde sus frutos.

A todos los docentes que formaron parte de mi vida académica por haberse tomado el tiempo de explicar cada una de sus asignaturas, que sepan que todo ese esfuerzo no fue en vano.

A nuestro asesor Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz por haberse tomado el tiempo y la paciencia de guiarnos en la realización y culminación de este trabajo de graduación.

Juan Carlos

PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN

Estudiantes: Brs. Juan Carlos Linares Hernandez¹, Josué Ricardo Morán Carpio², Fares Alberto Patriz Rafael³

Docente Asesor: Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz⁴

Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de El Salvador

RESUMEN

Se ha realizado una propuesta de diseño de una máquina embutidora de baja penetración, con fines didácticos, la cual es un equipo de fabricación de piezas pequeñas embutidas de geometría cilíndrica. Para su diseño se tomaron en consideración conceptos de hidráulica, mecánica de materiales, procesos de fabricación y automatización los cuales se basan en la información recopilada mediante investigación bibliográfica. El diseño de la prensa se fundamenta en los requisitos del producto a fabricar, cuyas variables primordiales fueron sus dimensiones, geometría y resistencia mecánica. Mediante estos conceptos se fundamenta la selección y diseño de los diferentes componentes empleados en la máquina embutidora, desde la estructura metálica, hasta los componentes hidráulicos y de control. Finalmente, tanto se realizó la factibilidad técnica y las instrucciones operativas y de mantenimiento, como también se determinaron los costos de fabricación de dicha máquina embutidora.

Palabras claves: Embutidora, Punzón, Prensa chapa y Troquel.

1 e-Mail: juan_hernandezchaleco@hotmail.com

2 e-Mail: mcjosuer@gmail.com

3 e-Mail: albertpatriz09@gmail.com

4 e-Mail: jonathan.berrios@ues.edu.sv

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
Introducción.....	1
1. Marco teórico.....	3
1.1. Conformado de metales.....	4
1.2. Procesos de conformación.....	4
1.2.1. Forjado.....	4
1.2.2. Laminado.....	6
1.2.3. Trefilado.....	8
1.2.4. Extrusión.....	10
1.3. Trabajo en frío.....	14
1.4. Trabajo en caliente.....	15
1.5. Aluminio y aleaciones.....	16
1.5.1. Aleación aluminio-manganeso serie 3xxx.....	18
1.6. Operaciones de conformado en chapa metálica.....	19
1.6.1. Doblado.....	21
1.6.2. Cizallado.....	22
1.6.3 Troquelado.....	25
1.7. Embutido.....	29
1.7.1. Mecánica del embutido.....	30
1.7.2. Embutido de acción simple.....	32
1.7.3. Embutido de doble acción.....	33
1.7.4. Reembutido y embutido inverso.....	34
1.7.5. Defectos del embutido.....	36
1.7.6. Velocidades de embutición.....	37
1.8. Sistema hidráulico.....	38
1.8.1. Grupo hidráulico.....	39
1.8.2. Actuadores.....	40
1.8.3. Bomba.....	43
1.8.4. Tanque.....	44
1.8.5. Filtros.....	45
1.8.6. Válvulas.....	47
1.8.7. Válvulas distribuidoras.....	47
1.8.8. Válvulas de bloqueo:.....	49
1.8.9. Válvula limitadora de presión.....	49
1.8.10. Válvulas reguladoras de caudal.....	50
1.9. Tuberías.....	51
1.9.1. Pérdidas de carga.....	51
1.10. Diseño estructural.....	53
1.10.1. Bastidor de la máquina.....	53
1.10.2. Vigas.....	54
1.10.3. Factor de diseño para vigas.....	57
1.10.4. Deflexión en vigas.....	58
1.10.5. Columnas.....	59

	Pág.
1.10.6. Factor de diseño de columnas.....	62
1.11. Soldaduras	63
1.11.1. Tipos de juntas	64
1.11.2. Cordón de soldadura	65
1.12. Diseño del tanque hidráulico.....	68
2. Diseño hidráulico y estructural.....	70
2.1. Fuerza total requerida para la embutición	70
2.1.1. Modelo de la embutición.....	71
2.1.2. Cálculo del desarrollo del disco a embutir	71
2.1.3. Relación de número de pasadas	72
2.1.4. Razón máxima de deformación	73
2.1.5. Cálculo del juego de embutición.....	74
2.1.6. Velocidad de embutición	76
2.1.7. Lubricación durante el embutido.....	76
2.1.8. Fuerza de embutición	76
2.1.9. Fuerza del prensa chapa	77
2.1.10. Radio de entalle de la matriz	78
2.1.11. Radio de entalle del punzón	79
2.2. Diseño hidráulico.....	80
2.2.1. Cálculo del cilindro principal	81
2.2.2. Cálculo de los caudales del cilindro principal.....	84
2.2.3. Cálculo de los cilindros del prensa chapa.....	85
2.2.4. Cálculo de los caudales del cilindro del prensa chapa.....	88
2.2.5. Tuberías.....	88
2.3. Pérdidas de carga	91
2.3.1. Selección de filtro	96
2.3.2. Selección de la válvula reguladora de caudal	97
2.4.1. Tanque.....	98
2.4.2. Selección de la válvula limitadora de presión	99
2.4.3. Manómetro	100
2.5. Selección del motor eléctrico	100
2.6. Diseño del sistema de control.....	102
2.7. Diseño estructural	106
2.7.1. Diseño de la placa.....	106
2.7.2. Cálculo método deflexión	110
2.7.3. Cálculo método de flexión	114
2.7.4. Columnas.....	114
2.7.5. Soldadura en la estructura.....	116
2.7.6. Cálculo del espesor del fondo del tanque	119
2.7.7. Pasador.....	120
2.7.8. Equilibrio de la estructura	122
3. Estudio de factibilidad técnica y costos.....	126
3.1. Factibilidad técnica.....	126
3.1.1. Disponibilidad de obtención.....	127

	Pág.
3.1.2. Manual de fabricación y ensamblaje.....	128
3.2. Manuales e instrucciones operativas.....	138
3.2.1. Manual de operación por control manual y automático.....	138
3.2.2. Comunicación entre dos módulos lógicos logo!.....	139
3.2.3. Manual de mantenimiento y seguridad.....	148
3.2.4. Especificaciones técnicas.....	151
3.3. Costos de fabricación.....	152
CONCLUSIONES.....	157
BIBLIOGRAFÍA.....	159
ANEXOS.....	183
Anexos A. Propiedades de soldadura y propiedades geométricas.....	160
Anexo A1. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete.....	160
Anexo A2. Propiedades geométricas de figuras.....	161
Anexos B. Análisis estáticos.....	162
Anexo B 1. Análisis estático del ensamble de la estructura.....	162
Anexo B 2. Análisis estático del prensa chapa.....	166
Anexos C: Planos de fabricación.....	169
Anexos D. Cotizaciones.....	182
Anexo D1. Vidrí.....	182
Anexo D2. Freund.....	185
Anexo D3. Acavisa.....	187
Anexo D4. Autocontrol.....	188

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Designación para los grupos de aleación [1].....	18
Tabla 1.2. Velocidades mínimas de embutido para diferentes materiales metálicos [13].....	37
Tabla 1.3. Presiones nominales [6].....	38
Tabla 1.4. Cilindros hidráulicos [5].....	40
Tabla 1.5. Factores de seguridad, valores mínimos recomendados [7].....	43
Tabla 1.6. Tipos de filtros hidráulicos de acuerdo con la ubicación [5].....	46
Tabla 1.7. Grado recomendado de filtración [8].....	47
Tabla 1.8. Tipos de válvulas distribuidoras comunes.....	48
Tabla 1.9. Velocidades recomendadas para el fluido hidráulico [5].....	51
Tabla 1.10 Factores de diseños recomendados [5].....	57
Tabla 1.11 Valores máximos de deflexiones recomendadas [11].....	58
Tabla 1.12. Resistencias y fuerzas cortantes admisibles en la soldadura.....	65
Tabla 1.13. Tamaños mínimos de cordón [10].....	66
Tabla 2.1. Relaciones de embutido para piezas cilíndricas huecas obtenidas de discos de chapa [4].....	73
Tabla 2.2. Tuberías de media presión para uso hidráulico.....	90
Tabla 2.3. Tuberías de media presión para uso de retornos hidráulicos, líneas de combustible y aceites lubricantes.....	91
Tabla 2.4. Características de bombas de engranajes.....	95
Tabla 2.5. Filtros hidráulicos, tamaño de filtrado de 3 μ m.....	96
Tabla 2.6. Datos técnicos de válvula reguladora de caudal.....	97
Tabla 2.7. Relación de áreas del cilindro principal.....	98
Tabla 2.8. Presión total del sistema.....	98
Tabla 2.9. Motores SIEMENS SIMOTICS uso general carcasa en fundición gris con rotor de cobre.....	102
Tabla 2.10 Selección de perfiles UPN.....	113
Tabla 3.1. Lista de componentes para ensamble de la máquina embutidora.....	135
Tabla 3.2. Plan de mantenimiento.....	150
Tabla 3.3. Especificaciones técnicas del motor eléctrico.....	151
Tabla 3.4. Especificaciones técnicas de la bomba.....	151
Tabla 3.5. Especificaciones técnicas del cilindro hidráulico.....	152
Tabla 3.6. Costos de componentes del sistema hidráulico principal de la máquina embutidora.....	153

	Pág.
Tabla 3.7. Costos de accesorios de la máquina embutidora.....	153
Tabla 3.8. Costos de los componentes de la tubería rígida de la máquina embutidora.....	154
Tabla 3.9. Costos de los componentes de las mangueras hidráulicas de la máquina embutidora.....	154
Tabla 3.10. Costos de los componentes de la Tornillería de la máquina embutidora.....	155
Tabla 3.11. Costos de los componentes del Sistema eléctrico y de control de la máquina embutidora.....	155
Tabla 3.12. Costos de los componentes del Diseño estructural de la máquina embutidora....	156
Tabla 3.13. Costos de la máquina embutidora.....	156

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1.1. Operaciones típicas de conformación: a) Forja; b) laminación; c) trefilado; d) extrusión; e) embutición profunda; f) conformación por estirado; g) doblado y h) cizallamiento [3].....	3
Fig. 1.2. Tipos de operación de forja: a) Forjado en troquel abierto, b) forjado en troquel impresor y c) forjado sin rebaba [2].....	6
Fig. 1.3. Operaciones de trefilado. a) Esquema de un banco de estirar; b) sección transversal de una hilera [3].....	9
Fig. 1.4. Equipo de trefilado (esquemático) [3].....	10
Fig. 1.5. Clases de extrusión a) extrusión directa; y b) extrusión indirecta [3].....	12
Fig. 1.6. Extrusión de envueltas de plomo para cables eléctricos [3].....	12
Fig. 1.7. Extrusión. a) Extrusión por impacto, b) proceso Hooker [3].....	14
Fig. 1.8. Porción rica en aluminio del sistema de aleación aluminio-manganeso [1].....	19
Fig. 1.9. Conformaciones típicas: a) Simple plegado; b) pestaña estirada; c) pestaña embutida; d) perfil curvado; e) copa de embutición profunda; f) pieza acanalada [3].....	20
Fig. 1.10. Mecánica del doblado: a) Doblado de lámina metálica; y b) en el doblado ocurre elongación a la tracción y a la compresión [2].....	21
Fig. 1.11. Dos métodos comunes de doblado: a) Doblado en V; y b) doblado de bordes; 1) antes y 2) después del doblado [2]. Los símbolos v_p es el movimiento del punzón, F_d es la fuerza de doblez aplicada, F_h es la fuerza de sujeción.....	22
Fig. 1.12. Cizallamiento del metal. a) Juego correcto; b) juego insuficiente; y c) juego excesivo [3].....	24
Fig. 1.13. Principio de corte de metal: a) Penetración; b) deformación; y c) fractura [15].....	26
Fig. 1.14. Partes básicas de un troquel [15].....	27
Fig. 1.15. Piezas fabricadas por procesos de troquelado.....	27
Fig. 1.16. Troquel de corte. a) Tira de material; b) vista superior del troquel; c) troquel en posición abierta; d) troquel en posición cerrada; y e) tira de material troquelada [15].....	28
Fig. 1.17. Operación del embutido: a) Embutido de una pieza acopada; y b) piezas de trabajo correspondientes [2].....	29
Fig. 1.18. Etapas en la deformación del material de trabajo en el embutido profundo: a) Punzón entra en contacto con el trabajo; b) doblado; c) enderezado; d) fricción y compresión; y e) forma final de copa, que se presenta los efectos del adelgazamiento en las paredes de la copa [2].....	32
Fig. 1.19. Embutido de acción simple: a) Disco se fija en su asiento; b) se sujeta con prensa chapa; c) punzón comienza a embutir; y d) expulsión de la pieza embutida [16].....	33
Fig. 1.20. Embutido de doble acción a) disco se ubica en la matriz y el punzón en parte superior; b) punzón y prensa disco actúan simultáneamente; c) termina la embutición; y d) se expulsa la pieza embutida [16].....	34

	Pág.
Fig. 1.21. Reembutido de una copa: a) Inicio del reembutido; y b) final de la carrera [2].....	35
Fig. 1.22. Embutido inverso: a) Inicio; y b) terminación [2].....	36
Fig. 1.23. Defectos comunes en las piezas embutidas a) Arrugamiento en la pestaña; b) arrugamiento en la pared; c) desgarramiento; d) orejeado; y e) rayados superficiales [2].....	36
Fig. 1.24. Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción [5].....	41
Fig. 1.25. Clasificación de las bombas hidráulicas [5].....	44
Fig. 1.26. Partes del depósito hidráulico Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos [5]...	45
Fig. 1.27. Tipos de filtro dentro del sistema hidráulico [5].....	46
Fig. 1.28. Clasificación de las válvulas hidráulicas [5].....	47
Fig. 1.29. Válvulas distribuidoras de corredera y de asiento [5].....	48
Fig. 1.30. Válvula antirretorno [5].....	49
Fig. 1.31. Válvula antirretorno con apertura hidráulica [5].....	49
Fig. 1.32. Válvula limitadora de presión [5].....	50
Fig. 1.33. Válvula reguladora de caudal [5].....	51
Fig. 1.34. Flexión en una viga: a) Viga apoyada en sus extremos; b) flexión en la viga por una fuerza; y c) distribución de los esfuerzos en el corte transversal [10].....	55
Fig. 1.35. Pandeo de una columna: a) Isométrico del pandeo; b) pandeo en eje Y-Y; y c) pandeo en eje X-X [10].....	60
Fig. 1.36. Coeficientes de pandeo: a) Columna articulada-articulada; b) columna empotrada-empotrada; c) columna empotrada-libre y; d) empotrada-articulada [10].....	61
Fig. 1.37. Proceso de soldadura por arco eléctrico.....	64
Fig. 1.38. Tipos de juntas soldadas: a) A tope; b) de canto y esquina; c) en T; y d) cubrejunta ..	64
Fig. 1.39. Soldadura de cordón: a) Carga a tensión; y b) carga a cortante [14].....	66
Fig. 1.40. Recipiente para un fluido [10].....	68
Fig. 1.41. Presión sobre la pared de un recipiente [10].....	69
Fig. 2.1. Diseño estructural e hidráulico de la máquina.....	70
Fig. 2.2. Fuerza de embutición del punzón.....	71
Fig. 2.3. Embutido cilindro con bordes.....	71
Fig. 2.4. Juego de embutición entre el punzón y la matriz.....	75
Fig. 2.5. Fuerza de la prensa chapa aplicada al disco a desarrollar.....	78
Fig. 2.6. Radio de entalle de la matriz y radio de entalle del punzón.....	79
Fig. 2.7. Esquema hidráulico de la embutidora.....	80
Fig. 2.8. Especificaciones según catalogo cilindros hidráulicos CHSD.....	84
Fig. 2.9. Especificaciones según catalogo cilindros hidráulicos CHSD.....	87
Fig. 2.10. Curva de pérdida de presión de válvula 4/3.....	95
Fig. 2.11. Curvas características del filtro.....	96
Fig. 2.12. Curvas características.....	97

	Pág.
Fig. 2.13. Válvula reguladora de presión.....	100
Fig. 2.14. Manómetro de glicerina.....	100
Fig. 2.15. Módulo digital conectado a solenoides de las electroválvulas.....	103
Fig. 2.16. Programa del sistema de Control, realizado con lenguaje de contactos.....	104
Fig. 2.17. Modelo de la estructura.....	106
Fig. 2.18. Distribución de las fuerzas en la placa.....	107
Fig. 2.19. Coordenadas de la fuerza resultante.....	108
Fig. 2.20. Perfil de la placa.....	108
Fig. 2.21. Fuerza resultante distribuida en las vigas.....	110
Fig. 2.22 Reacciones en las vigas.....	111
Fig. 2.23. Sección 1 de fuerza cortante y momento flector.....	111
Fig. 2.24. Sección 2 de fuerza cortante y momento flector.....	112
Fig. 2.25. Diagrama de cortante y momento en la vida.....	113
Fig. 2.26. Unión soldada de la estructura.....	117
Fig. 2.27. Esquema del tanque hidráulico.....	120
Fig. 2.28. Esquema del pasador.....	121
Fig. 2.29. Esquema en análisis estático.....	123
Fig. 2.30. Diagrama de cuerpo libre de la base de la estructura.....	123
Fig. 2.31. Reacciones en los nodos.....	124
Fig. 3.1. Representación esquemática de cálculo de cantidades de perfil y ángulo estructural. Cotas en mm.....	129
Fig. 3.2. Dibujo ensamble de componentes internos de la prensa.....	131
Fig. 3.3. Detalle de ensamble de componentes rígidos en el interior y exterior del tanque.....	132
Fig. 3.4. Vista de componentes internos indicando las mangueras hidráulicas a utilizar.....	132
Fig. 3.5. Sistema de válvulas de direccionamiento.....	133
Fig. 3.6. Representación esquemática de cálculo de cantidades de láminas de acrílico.....	134
Fig. 3.7. Diseño del gabinete de control.....	135
Fig. 3.8. Tablero de control de la máquina embutidora para piezas pequeñas de baja penetración.....	138
Fig. 3.9. ¡Conexión de módulos LOGO! a dos botoneras y dos lámparas.....	140
Fig. 3.10. Menú para detener el programa o setear parámetros.....	140
Fig. 3.11. Menú Inicial.....	141
Fig. 3.12. Creando un nuevo archivo.....	142
Fig. 3.13. Configuración de conexión Ethernet.....	142
Fig. 3.14. Ventana de configuración de conexión de servidor.....	143
Fig. 3.15. Dirección IP, mascara de subred y puerta de enlace predeterminada de la PC.....	144
Fig. 3.16. Ventana Interfaz.....	145

	Pág.
Fig. 3.17. Agregar conexión de cliente.....	146
Fig. 3.18. Ventana de configuración de conexión de cliente.....	147
Fig. 3.19. Transferencia de datos configurada en el cliente.....	147

LISTADO DE SÍMBOLOS Y SIGLAS

- a : Ancho de figura geométrica
- a_c : Constante de juego de embutición
- A : Área
- A_{anular} : Área anular del cilindro
- $A_{circular}$: Área circular del cilindro
- A_y : Reacción vertical en A de la estructura
- $A-$: Retracción del pistón 1 del prensa chapa
- $A+$: Expansión del pistón 1 del prensa chapa
- $A0$: Inicio de la carrera del pistón 1 del prensa chapa
- $A1$: Fin de la carrera del pistón 1 del prensa chapa
- b : Base de figura geométrica
- $B-$: Retracción del pistón 2 del prensa chapa
- $B+$: Expansión del pistón 2 del prensa chapa
- $B0$: Inicio de la carrera del pistón 2 del prensa chapa
- $B1$: Fin de la carrera del pistón 2 del prensa chapa
- c : Distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal
- C : Espacio entre el punzón y el troquel
- C_c : Constante de la columna
- C_i : Cilindrada de la bomba
- C_y : Reacción vertical en C de la estructura
- $C-$: Retracción del pistón del punzón
- $C+$: Expansión del pistón del punzón
- $C0$: Inicio de la carrera del pistón del punzón
- $C1$: Fin de la carrera del pistón del punzón
- d_m : Diámetro de la matriz
- d_p : Diámetro del pasador
- d_v : Diámetro del vástago del cilindro
- d_{ve} : Diámetro del modelo a embutir
- D_e : Diámetro del embolo en el cilindro hidráulico
- D_{dis} : Diámetro del disco a desarrollar
- D_p : Diámetro del punzón
- D_{tub} : Diámetro de la tubería
- E : Módulo de elasticidad de los materiales metálicos
- f : Factor de fricción de Darcy
- $f_{entrada}$: Factor de fricción de Darcy en la entrada
- f_{salida} : Factor de fricción de Darcy en la salida
- F_a : Carga admisible en la columna

F_c : Carga crítica de pandeo en las columnas
 F_d : Fuerza de doblez
 F_h : Fuerza de sujeción en el embutido
 F_p : Fuerza de pandeo
 F_t : Fuerza total en cilindro hidráulico
 F_R : Fuerza resultante
 F_{adm} : Fuerza admisible
 F_{emb} : Fuerza de embutición
 $F_{máx}$: Fuerza máxima
 F_{AB} : Fuerza de reacción en nodo A y B
 F_{AD} : Fuerza de reacción en nodo A y D
 F_{BC} : Fuerza de reacción en nodo B y C
 F_{BD} : Fuerza de reacción en nodo B y D
 F_{DC} : Fuerza de reacción en nodo C y D
 FBD : Diagrama de bloques de funciones
 g : constante de la gravedad
 h : Garganta de soldadura
 h_a : Altura de pared cubierta por fluido en el tanque
 h_p : Espesor de la placa matriz
 h_t : Espesor de la placa del tanque
 h_{at} : Altura del tanque
 h_{ve} : Altura del modelo a embutir
 I : Momento de inercia circular y rectangular de secciones transversales
 I_u : Momento de inercia unitaria de soldadura
 I_x : Momento de inercia respecto a eje x
 I_y : Momento de inercia respecto a eje y
 j_{emb} : Juego de embutición
 k : Coeficiente de pandeo en el vástago del cilindro hidráulico
 K : Constante de fijación de los extremos en las columnas
 L : Carrera o longitud que recorre el pistón
 L_c : Longitud real de la columna
 L_e : Longitud efectiva en las columnas
 L_p : Longitud libre de pandeo
 L_{tu} : Longitud de tubería
 M : Momento de flexión ejercida a cierta distancia
 η_h : Rendimiento hidráulico
 N : Factor de seguridad
 P : Presión
 P_1 : Presión nominal en los cilindros hidráulicos
 Pot : Potencia requerida del motor

Pot_h : Potencia hidráulica demandada
 $P_{sistema}$: Potencia del sistema
 PLC : Controlador lógico programable (Programmable Logic Controller)
 Q : Caudal
 Q_a : Caudal anular
 Q_c : Caudal circular
 r : Radio de giro de la columna
 r_{ve} : Radio de redondeo del modelo
 R_d : Radio esquina de la matriz
 Re : Número de Reynolds
 R_i : Radio del punzón
 R_o : Radio del disco a desarrollar
 R_p : Radio esquina del punzón
 $S_{máx}$: Resistencia a carga máxima
 S_x : Módulo de diseño
 S_y : Módulo de sección de diseño
 $SMAW$: Soldadura de Arco con electrodo revestido (Shielded Metal Arc Welding)
 t : Espesor de los metales
 T : Tiempo
 UPN : Perfil U Normal
 u : Relación de pasadas
 v : Fuerza cortante
 V : Volumen del tanque hidráulico
 V_e : Velocidad del fluido
 V_p : Movimiento del pistón hidráulico
 x, y, z : Coordenadas rectangulares; distancia; desplazamientos
 F : Fuerza
 M : Momento
 ΔP : Pérdida de presión en tuberías hidráulicas
 λ : Relación de esbeltez en la columna
 σ : Esfuerzo de flexión
 σ_d : Esfuerzo de diseño
 σ_y : Esfuerzo de fluencia
 τ : Esfuerzo cortante
 τ' : Esfuerzo cortante primario
 τ'' : Segundo esfuerzo cortante
 ν : Viscosidad cinemática
 \bar{x} : Distancia perpendicular desde el punto de análisis hasta el eje x en soldadura
 \bar{y} : Distancia perpendicular desde el punto de análisis hasta el eje y en soldadura
 δ : Densidad del fluido

INTRODUCCIÓN

La hidráulica o también llamada oleohidráulica, siendo una de las ramas de la ingeniería que tiene sus inicios en los estudios realizados por el físico matemático francés Blaise Pascal y que abarcan temas importantes relacionados con presiones, caudales y fluidos, han marcado un avance progresivo por la humanidad en buscar y perfeccionar maquinaria hidráulica eficiente y versátil que aporte a mejorar los procesos de manufactura de las industrias, por lo que resulta ser fundamental tener el conocimiento adecuado del funcionamiento de una máquina hidráulica y el desempeño que realiza en ciertos procesos aplicados en la industria metalmeccánica.

Es por ello por lo que el presente trabajo tiene la finalidad el diseñar una prensa hidráulica aplicando los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera para fines relacionadas al conformado de metales.

En el mundo de la manufactura existen procesos de conformado que son referentes indiscutibles por la gran cantidad de parámetros que existen en torno a ellos y que determinan el éxito o no del proceso, tal es el caso del embutido y en general del estampado de lámina metálica y todas las variantes que se han desarrollado a partir de esta operación: estampado en frío, en caliente, embutido con recocido intermedio, embutido en varios pasos, embutido con lubricantes minerales o sintéticos, estirado, etcétera.

En lo que corresponde a este trabajo de graduación, éste tiene como finalidad diseñar una máquina embutidora de baja penetración que servirá para fines educativos de enseñanza ilustrativa para los estudiantes de ingeniería mecánica en el área de conformado de materiales metálicos en la escuela de ingeniería mecánica de la universidad de El Salvador. Consistirá en el conformado de chapas pequeñas con espesor entre 0.3 - 0.7 mm con presiones en el punzón que no superen las 5 toneladas. Con el uso de la digitalización a través de un software se procederá a realizar un modelo teórico de la máquina embutidora de baja penetración, así como también se usará un software para la programación del ciclo del embutido en el sistema hidráulico.

El presente trabajo está dividido en tres capítulos, el primero de ellos está enfocado a sentar las bases teóricas de procesos de manufactura haciendo énfasis en los procesos

de deformación de lámina metálica, particularmente el embutido cuya matemática es útil para comprender el resto de los procesos análogos a éste, así como también describir el sistema hidráulico, el análisis de sus componentes para que cumplan con los requerimientos del proceso, la parte estructural de la máquina y con cada uno de ellos sus análisis matemáticos haciendo referencia a las ecuaciones utilizadas en el segundo capítulo. El segundo capítulo conforma la parte medular de la investigación y trata acerca del diseño de la máquina embutidora y su estricto apego según diseño obtenido en los cálculos con las características deseadas, en las cuales también se hacen uso de las herramientas digitales para validar análisis matemáticos usados en el proceso para contar con la fiabilidad del conjunto en general. En el tercer capítulo se abordará el estudio de la factibilidad técnica y económica del proyecto en la cual se cotizará los elementos de la máquina para obtener la mejor ventaja económica teniendo en cuenta el funcionamiento adecuado de la máquina. Finalmente, también se agregará al trabajo los anexos y bibliografía que fueron de utilidad en el proceso del diseño. En última instancia se espera que toda la información y experiencia condensada en este trabajo pueda serle útil a cualquier persona cuyo interés se enfoque en el área de los materiales metálicos y su conformado con enfoque en el proceso del embutido.

1. MARCO TEÓRICO

La conformación plástica se lleva a cabo por dos razones principalmente. Una finalidad es obtener la forma deseada. La segunda es mejorar las propiedades del material por modificación de la distribución de los microconstituyentes, el afino del tamaño de grano y la introducción de endurecimiento por deformación. Los procesos de conformación plástica tal como se presenta en la Fig. 1.1 destinados a transformar un lingote o palanquilla en un producto tipificado de forma sencilla, tal como una chapa, una plancha o una barra, se llaman procesos primarios de trabajo mecánico [3].

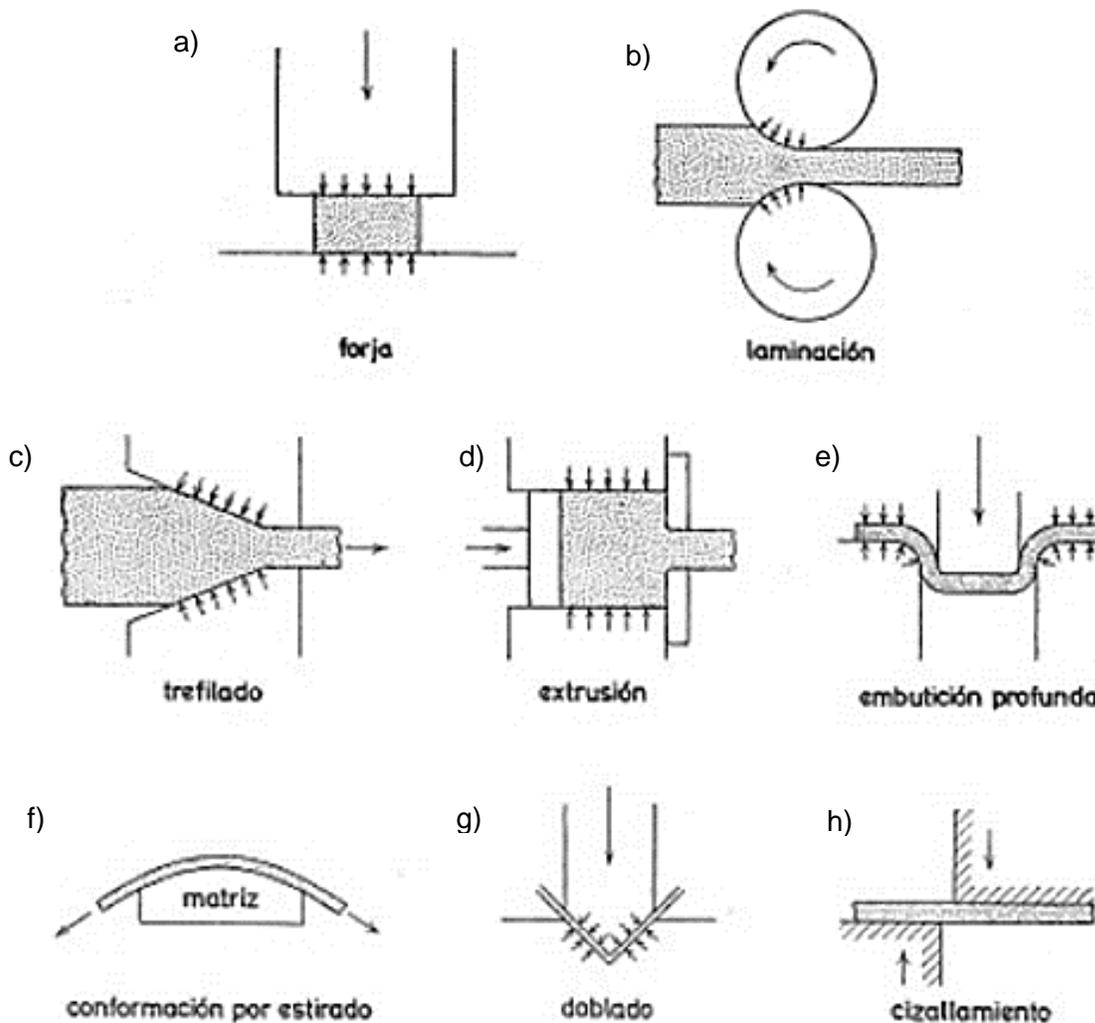


Fig. 1.1. Operaciones típicas de conformación: a) Forja; b) laminación; c) trefilado; d) extrusión; e) embutición profunda; f) conformación por estirado; g) doblado y h) cizallamiento [3].

1.1. CONFORMADO DE METALES

El conformado de metales incluye varios procesos de manufactura en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar la forma de las piezas metálicas. La deformación es el resultado del uso de una herramienta que generalmente es un troquel para formar metales, el cual aplica esfuerzos que exceden el esfuerzo de fluencia del metal. Por lo tanto, el metal se deforma para tomar la forma que determina la forma del troquel.

En general, se aplica el esfuerzo de compresión para deformar plásticamente el metal. Sin embargo, algunos procesos de formado estiran el metal, mientras que otros lo doblan y otros más lo cortan. Para formar exitosamente un metal, éste debe poseer ciertas propiedades. Las propiedades convenientes para el formado son por lo general un bajo esfuerzo de fluencia y alta ductilidad. Estas propiedades las afecta la temperatura. La ductilidad se incrementa y el esfuerzo de fluencia se reduce cuando aumenta la temperatura de trabajo [2].

1.2. PROCESOS DE CONFORMACIÓN

Se han desarrollado centenares de procesos para trabajar los metales destinados a aplicaciones específicas; sin embargo, estos se pueden clasificar en un número reducido de clases sobre la base de las fuerzas aplicadas al material cuando se le da la forma requerida [2].

1.2.1. FORJADO

El forjado es un proceso de deformación en el cual se comprime el material de trabajo entre dos troqueles, usando impacto o presión gradual para formar la pieza. Es un proceso industrial importante mediante el cual se hace una variedad de componentes de alta resistencia para automóviles, vehículos aeroespaciales y otras aplicaciones.

Además, las industrias del acero y otros materiales básicos usan el forjado para fijar la forma básica de grandes componentes que luego se maquinan para lograr su forma final y dimensiones definitivas.

Una manera de clasificar las operaciones de forja es mediante la temperatura de trabajo. La mayoría de las operaciones de forja se realiza en caliente, dada la deformación que demanda el proceso y la necesidad de reducir la resistencia e incrementar la ductilidad del metal de trabajo. La ventaja del forjado en frío es que incrementa la resistencia que resulta del endurecimiento por deformación del componente.

En el forjado se aplica la presión por impacto o en forma gradual. La diferencia depende más del tipo de equipo usado que de las diferencias en la tecnología de los procesos. Una máquina de forjado que aplica cargas de impacto se llama martinete de forja, mientras que la que aplica presión gradual se llama prensa de forjado.

Otra diferencia entre las operaciones de forjado es el grado en que los troqueles restringen el flujo de metal de trabajo. Atendiendo a esta clasificación, hay tres tipos de operaciones de forjado: forjado de troquel abierto, forjado en troquel impresor y forjado sin rebaba. En el forjado de troquele abierto, el trabajo se comprime entre dos troqueles plano, permitiendo que el metal fluya sin restricciones en una dirección lateral respecto a las superficies del troquel. En el forjado en troquel impresor, las superficies del troquel contienen una forma o impresión que se imparte al material de trabajo durante la compresión, restringiendo significativamente el flujo del metal. En este tipo de operación, una parte del metal fluye más allá del troquel impresor formando una rebaba, tal como se presenta en la Fig. 1.2. Esta rebaba se debe cortar más tarde. En el forjado sin rebaba, el troquele restringe completamente el material de trabajo dentro de la cavidad y no se produce rebaba excedente. Es necesario controlar el volumen de la pieza inicial para que iguale al volumen de la cavidad del troquel [2].

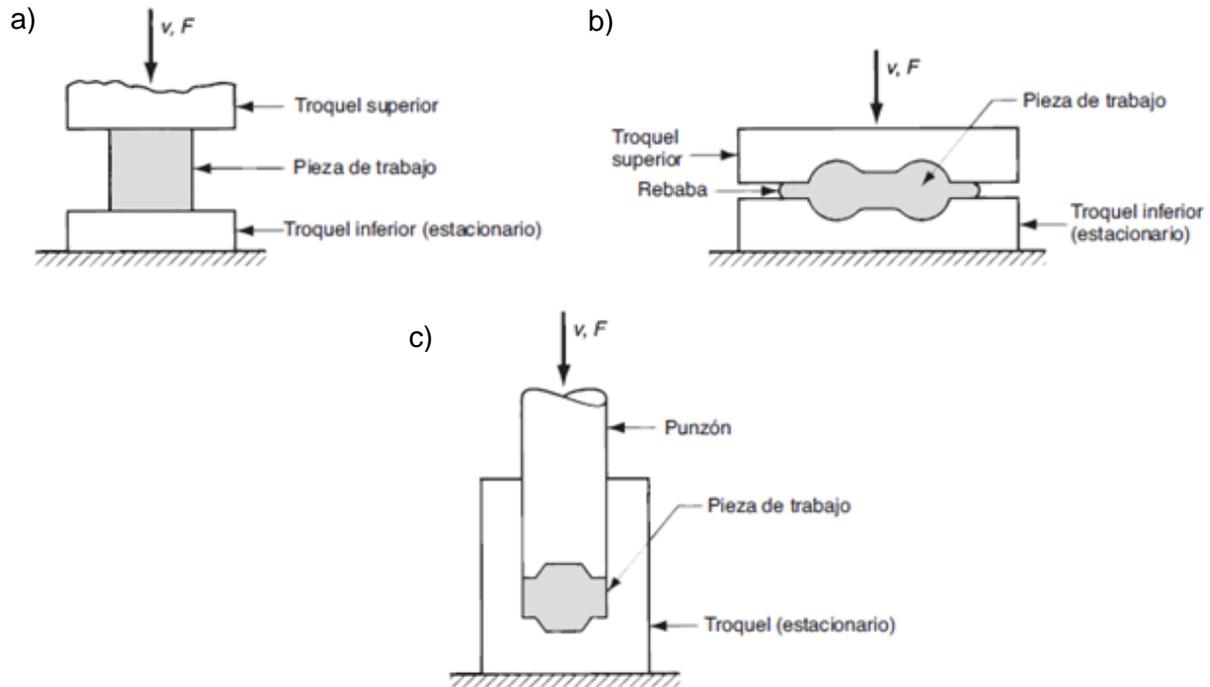


Fig. 1.2. Tipos de operación de forja: a) Forjado en troquel abierto, b) forjado en troquel impresor y c) forjado sin rebaba [2].

1.2.2. LAMINADO

Se llama laminación al proceso consistente en deformar plásticamente los metales haciéndolos pasar entre cilindros. Es el procedimiento más extendido para el trabajo de los metales, porque es el que mejor se presta a las producciones elevadas y permite obtener un buen control de los productos finales. Al deformar los metales pasándolos entre los cilindros se somete al material a intensas tensiones de compresión, por el efecto de aplastamiento de los cilindros y a tensiones superficiales de cizallamiento originadas por la fricción entre los cilindros y el metal. Las fuerzas de fricción son las encargadas de producir el estirado del metal. El lingote inicial se transforma en desbastes pesados (bloom) y palanquilla, generalmente por laminación en caliente. Los desbastes se continúan laminando en caliente hasta obtener planchas o chapas gruesas, chapa fina, barras, varillas, tubos, carriles o perfiles estructurales. La laminación en frío ha adquirido gran importancia industrial. En frío se laminan la chapa fina y extrafina, el fleje, etc.,

obteniéndose productos con muy buen acabado superficial y mejor resistencia mecánica, a la vez que se consigue una gran precisión en las dimensiones del producto.

La terminología empleada para describir los productos laminados es muy ambigua y no se pueden dar límites respecto a las dimensiones en relación con la denominación empleada por los aceristas. Un desbaste pesado o bloom es el primer producto de la laminación del lingote; suele ser de sección cuadrada o rectangular, pero el ancho suele ser inferior al doble del espesor y el área no suele pasar de 230 cm². Con una mayor reducción en la laminación en caliente se obtiene la palanquilla, cuya sección recta mínima suele ser de 15cm². En la metalurgia de los metales no féreos se llama palanquilla a cualquier lingote que ha sufrido trabajo en caliente por laminación, forja o extrusión, o incluso a un lingote colado de forma y dimensiones adecuadas para el trabajo posterior en caliente (palanquilla para extrusión). Un desbaste plano es un producto de la laminación del lingote con una sección transversal no mayor de 100 cm² y con ancho superior al doble del espesor. Los desbastes pesados y ligeros, blooms, palanquillas, se conocen con el nombre genérico de productos semiacabados o semiproductos, porque se emplean como materia prima para obtener otros productos de laminación. La diferenciación entre las chapas gruesa, mediana y fina se realiza por el espesor; se suele considerar chapa fina a la que tiene menos de 3 mm de espesor. El nombre de fleje se suele referir a chapa fina de menos de 30 cm de ancho.

La laminación se suele iniciar con el lingote colado, pero no es condición necesaria. Modernamente se ha desarrollado la laminación de polvos, en la que se introducen entre los cilindros polvos metálicos que se comprimen entre ellos para formar un fleje verde, que luego se sinteriza para darle más densidad. La ventaja que se asigna a este procedimiento es la eliminación del trabajo en caliente, con lo cual se consigue una menor contaminación, más fino del tamaño de grano y ausencia de texturas en la chapa obtenida. La laminación de polvos está todavía en su fase inicial, pero parece que tiene ventajas definitivas para el caso de metales muy reactivos.

En la laminación convencional, en caliente o en frío, se pretende, fundamentalmente, disminuir el espesor del metal. Por lo general, aumenta poco la anchura, por lo que la disminución del espesor se traduce en un aumento de longitud. El perfilado de la chapa con rodillos, que a veces se llama perfilado por laminación, es una

operación especial de trabajo en frío en la que la chapa o fleje se pliega progresivamente, para obtener perfiles estructurales de formas complejas, pasándolas a través de series de cilindros o rodillos accionados mecánicamente. El perfilado con rodillos es muy adecuado para obtener perfiles de gran longitud y secciones complicadas, por ej., para la carpintería metálica. Otro tipo especial de laminación es la laminación de roscas, en la que se pasan piezas en bruto entre canales para roscar [3].

1.2.3. TREFILADO

Las operaciones de estirado de barras y varillas y las de trefilado son esencialmente iguales, aunque se necesiten diferentes equipos para los productos de distinto diámetro. Las varillas y tubos que no se pueden bobinar se fabrican en bancos de estirar Fig. 1.3a. La varilla se apunta con máquinas de forja rotativa, se pasa esta punta delgada por la hilera y se la agarra con una mordaza de la cabeza de estirar. La cabeza de estirar se mueve mediante dispositivos de cadena o mecanismos hidráulicos. Existen bancos de estirar que pueden ejercer tracciones de 15,000 kg y con recorridos de 30 m. Las velocidades de estirado suelen variar entre 10 y 100 m/min.

En la Fig. 1.3b se presenta la sección longitudinal de una hilera típica. El ángulo de entrada es suficientemente grande para que pueda pasar el lubricante que ha de entrar en la hilera. El ángulo de ataque o de aproximación corresponde a la sección de la hilera en la que se produce la reducción real de diámetro. La superficie de apoyo sirve de guía cuando la varilla o alambre sale de la hilera. Una característica muy importante de la hilera es su semiángulo α , llamado también, más sencillamente, ángulo de la hilera [3].

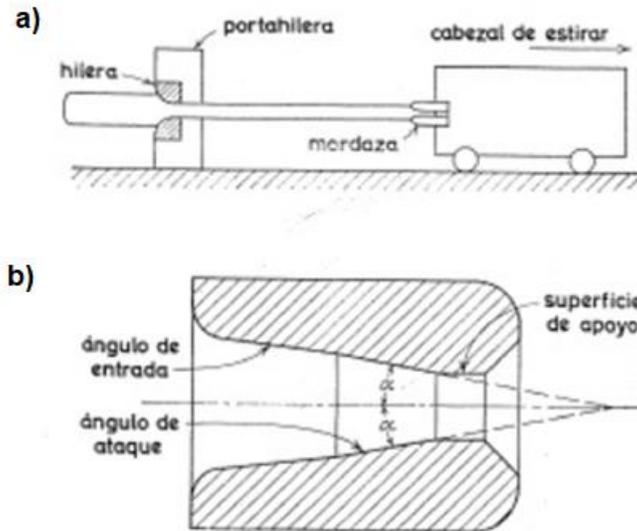


Fig. 1.3. Operaciones de trefilado: a) Esquema de un banco de estirar; y b) sección transversal de una hilera [3].

El trefilado se inicia con hilo de máquina laminado en caliente. El hilo de máquina se limpia primeramente por decapado para eliminar cualquier cascarilla, que originaría defectos en el alambre y excesiva fricción en la hilera. En la fabricación de alambre de acero la etapa siguiente consiste en recubrir el hilo de máquina con cal o con una capa delgada de un metal como el cobre o el estaño. La cal sirve como absorbente y portador del lubricante en el llamado estirado en seco y, también, para neutralizar cualquier resto de ácido procedente del decapado. En el estirado en seco los lubricantes suelen ser grasas o polvo de jabón, mientras que en el estirado en húmedo se sumerge toda la hilera en un líquido lubricante de licor de harina de centeno fermentado o en una solución alcalina de jabón. El recubrimiento electrolítico de cobre o estaño se emplea en el estirado en húmedo del alambre de acero. Para estirar el cobre no suele ser necesario recubrirlo. Después de preparado el hilo de máquina se le apunta, se pasa por la hilera y se le sujeta a la mordaza de la bobina de estirar tal como se presenta en la Fig. 1.4. Cuando se trata de alambre grueso, más de 12 mm de diámetro, se emplea una sola bobina y para el alambre fino se utiliza un número grande de bobinas, pasando el alambre a través de hileras sucesivas hasta alcanzar la reducción final en una operación [3].

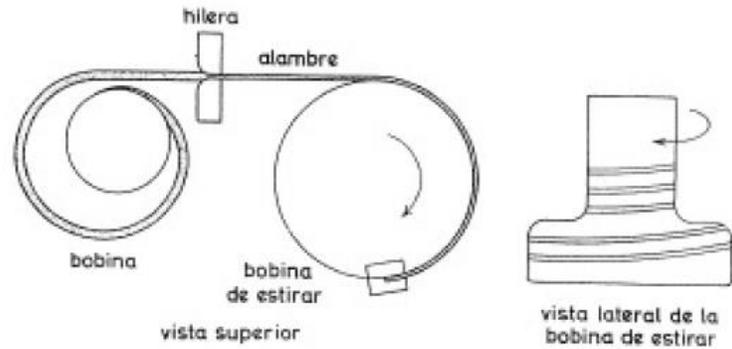


Fig. 1.4. Equipo de trefilado (esquemático) [3].

Para el alambre fino se emplean reducciones del 15 al 25% por pasada, mientras para los gruesos se puede llegar a reducciones del 20 al 50%. Las velocidades de los equipos de trefilar modernos pueden ser superiores a los 1500 m/min. Los alambres de metales no férricos y de acero suave se fabrican con cierto número de grados de dureza, desde el totalmente blando hasta el llamado completamente duro. Según sean el metal y las reducciones empeladas, se pueden necesitar diversos recocidos intermedios. El alambre de acero con más de 0.25% de carbono se somete a un tratamiento térmico especial llamado patentado. Consiste en calentar por encima de la temperatura crítica superior y luego enfriar a una velocidad controlada o sumergir en un baño de plomo mantenido a 300 °C, aproximadamente, para transformarlo en una mezcla de perlita fina y bainita. El patentado proporciona la mejor combinación de propiedades para el trefilado subsiguiente de la cuerda de piano y el alambre de muelles [3].

1.2.4. EXTRUSIÓN

La extrusión es un proceso en el que un bloque de metal se reduce de sección forzándolo a fluir a través de un orificio mediante presiones elevadas. La extrusión se emplea, en general, para obtener barras o tubos, pero también se puede obtener perfiles con secciones de formas complicadas, en el caso de los metales más fáciles de extrusor, por ej., el aluminio. Se necesitan presiones elevadas y, por ello, la mayoría de los metales se extruyen en caliente, a fin de que sea menor la resistencia a la deformación. A pesar de ello, también se puede realizar la extrusión en frío en el caso de muchos metales, por

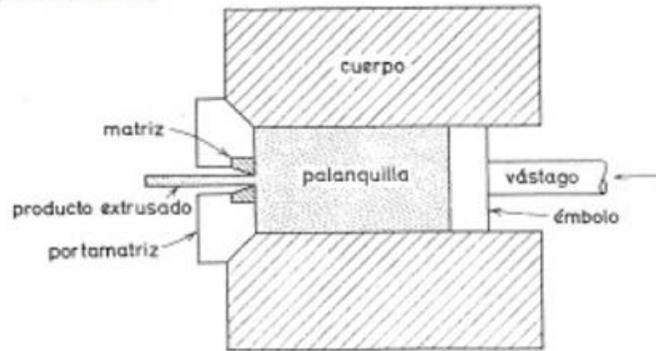
lo que este proceso está alcanzando una importancia industrial considerable. La reacción de la palanquilla contra el cuerpo de extrusión y la matriz origina altas tensiones de compresión, que son muy eficaces para evitar el agrietamiento del material en el desbaste primario del lingote. Esta es una razón importante para la creciente utilización de la extrusión en el trabajo de los metales difíciles de conformar, tales como los aceros inoxidables, las aleaciones a base de níquel y el molibdeno.

Los dos tipos fundamentales de extrusión son la extrusión directa y la extrusión indirecta (también llamada extrusión inversa). La palanquilla se coloca en un cuerpo de extrusión y se empuja contra la matriz mediante un embolo empujado por un vástago. El embolo o placa de extrusión se coloca en el extremo del vástago y en contacto con la palanquilla. Este es el proceso de extrusión directa, ilustrado en la (ver Fig. 1.5a). En la extrusión indirecta (ver Fig. 1.5b) se emplea un vástago hueco que empuja a la matriz, mientras el extremo opuesto del cuerpo de extrusión está cerrado con una placa. A veces se mantienen fijos el vástago y la matriz, empujando contra ellos al cuerpo que contiene la palanquilla. Como no existe movimiento relativo de palanquilla y cuerpo en la extrusión indirecta, son menores las fuerzas de fricción y se necesita menos potencia que para la directa. Sin embargo, la necesidad de un vástago hueco impone limitaciones prácticas en el caso de la extrusión indirecta, pues son menores las cargas que se pueden aplicar [3].

Los tubos se pueden fabricar por extrusión, acoplado un mandril al extremo del vástago. El espacio anular que queda entre el mandril y la boca de la matriz determina el espesor de paredes del tubo. Los tubos se fabrican partiendo de una palanquilla perforada o en proceso en dos fases, en el que una palanquilla maciza se punzona primero y luego se extrusa.

La extrusión se aplicó primeramente para la fabricación de tubería de plomo y más tarde en el revestimiento de plomo de los cables. La Fig. 1.6 se presenta esquemáticamente la extrusión del revestimiento de plomo de un cable eléctrico [3].

a) Extrusión directa



b) Extrusión indirecta

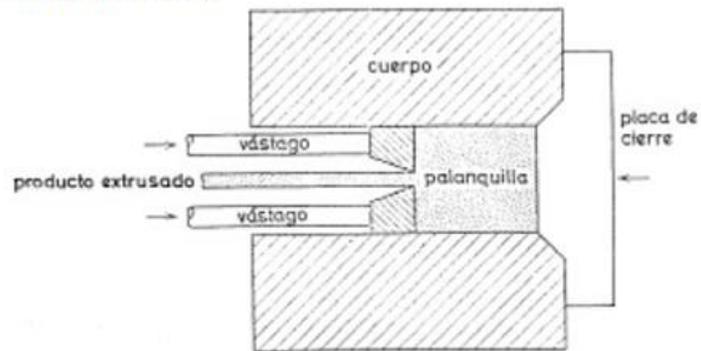


Fig. 1.5. Clases de extrusión a) extrusión directa; y b) extrusión indirecta [3].

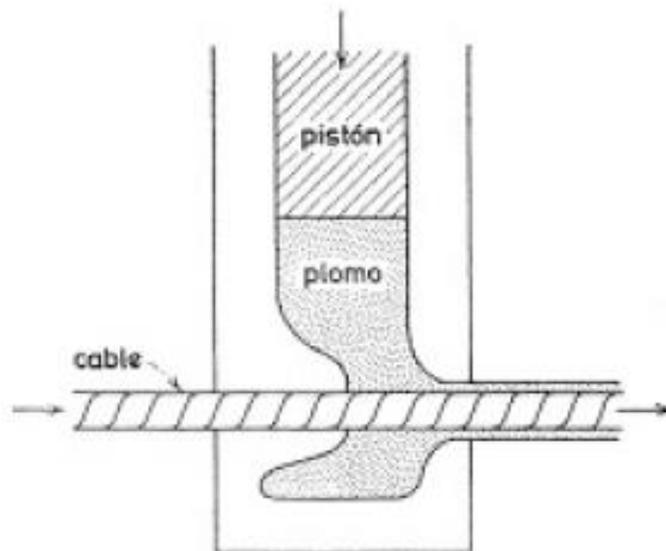


Fig. 1.6. Extrusión de envolturas de plomo para cables eléctricos [3].

La extrusión por impacto es un proceso empleado para conformar longitudes cortas de formas huecas, por ej., los tubos aplastables de pasta dentífrica. Como se presenta en la Fig. 1.7a, un disco en bruto de metal se coloca en una matriz, que tiene el diámetro interno externo correcto del tubo, y un punzón, que tiene el diámetro interno correcto del dicho tubo, incide sobre el disco a gran velocidad. El punzón comprime el metal colocado en la matriz y entonces, no teniendo otra forma de escape, fluye alrededor del punzón para formar el tubo. En cierto sentido, es un proceso análogo a la extrusión indirecta. En la extrusión por impacto directa o proceso Hooker Fig.1.7b, se coloca un metal, preconformado en forma de copa, en una matriz, y se hace incidir sobre este, a alta velocidad, un punzón con un mandril con diámetro igual al interno de la copa. La superficie anular formada entre la sección del punzón y la del mandril comprime el metal de la copa y lo extruye para formar el tubo. Las extrusiones por impacto se realizan en prensas mecánicas de alta velocidad. El proceso se suele realizar en frío, pero es difícil clasificarlo como un proceso de trabajo en frío, porque, con las velocidades elevadas, se produce un calentamiento considerable. La extrusión por impacto solo se realiza en el caso de metales blandos, tales como el plomo, el estaño, el aluminio y el cobre [3].

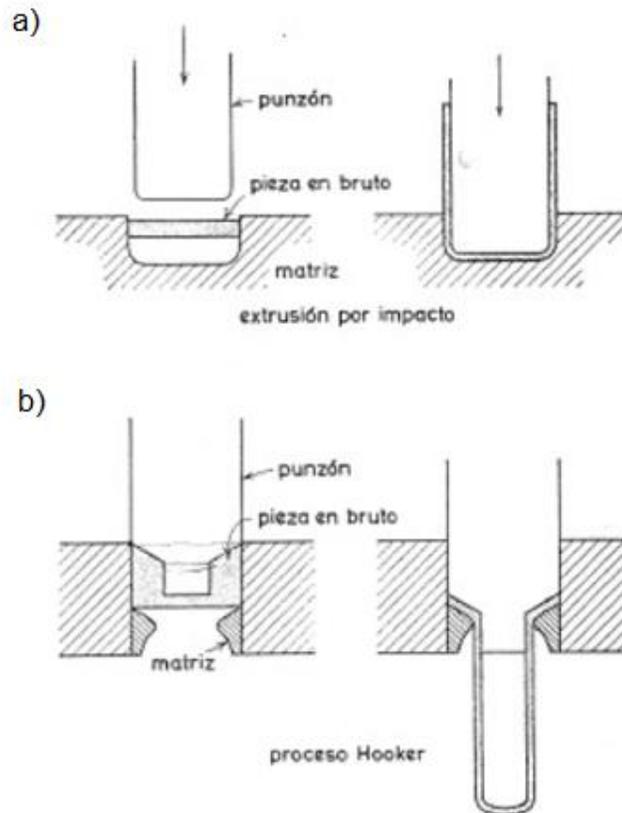


Fig. 1.7. Extrusión. a) Extrusión por impacto, b) proceso Hooker [3].

1.3. TRABAJO EN FRÍO

Trabajo en frío El trabajo en frío, también conocido como formado en frío, es el formado de metal que se realiza a temperatura ambiente o ligeramente arriba. Las ventajas significativas del formado en frío comparado con el trabajo en caliente son: 1) proporcionar mejor precisión, lo que significa tolerancias más estrechas, 2) mejorar el acabado de la superficie, 3) el endurecimiento por deformación aumenta la resistencia y la dureza de la pieza, 4) el flujo de granos durante la deformación brinda la oportunidad de obtener propiedades direccionales convenientes en el producto resultante y 5) al no requerir calentamiento del trabajo, se ahorran costos de horno y combustible y se logran mayores velocidades de producción. Debido a esta combinación de ventajas, se han creado muchos procedimientos de formado en frío para operaciones importantes de producción en masa. Estos procedimientos proporcionan tolerancias estrechas y buenas

superficies, minimizan la cantidad de maquinado y permiten que estos procedimientos se clasifiquen como procesos de forma neta o casi neta.

Se tienen ciertas desventajas o limitaciones asociadas con las operaciones de formado en frío: 1) se requiere mayor potencia y fuerzas para desempeñar las operaciones, 2) se debe tener cuidado para asegurar que las superficies de la pieza de trabajo inicial están libres de incrustaciones y suciedad, 3) la ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal de trabajo limitan la cantidad de formado que se puede realizar sobre la pieza. En algunas operaciones se debe recocer el metal para permitir la realización de formados posteriores. En otros casos el metal no es lo suficientemente dúctil para ser trabajado. Para superar el problema de endurecimiento por deformación y reducir los requerimientos de fuerza y potencia, muchas operaciones de formado se ejecutan a temperaturas elevadas. Se involucran dos rangos de temperaturas elevadas que dan lugar a los términos trabajo en caliente por debajo y por encima de la temperatura de recristalización [2].

1.4. TRABAJO EN CALIENTE

Trabajo en caliente El trabajo en caliente (también llamado formado en caliente) implica la deformación a temperaturas por encima de la temperatura de recristalización. La temperatura de recristalización de un metal es aproximadamente la mitad de su punto de fusión en la escala absoluta. En la práctica, el trabajo en caliente se lleva a cabo usualmente a temperaturas por encima de $0.5T_m$. El metal de trabajo se suaviza más conforme la temperatura se incrementa más allá de $0.5T_m$, mejorando así la ventaja del trabajo en caliente por arriba de este nivel. Sin embargo, el proceso de deformación genera el calor que incrementa la temperatura de trabajo en algunas regiones de la pieza. Esto puede causar la fusión en estas regiones, lo cual es altamente indeseable. Las incrustaciones en la superficie de trabajo se aceleran también a temperaturas más altas. Por consiguiente, las temperaturas de trabajo en caliente se mantienen normalmente dentro del rango de 0.5 a $0.75 \cdot T_m$.

La ventaja más significativa del trabajo en caliente es la capacidad de producir deformaciones plásticas sustanciales del metal, más de las que son posibles con el trabajo en frío o el trabajo que se lleva a cabo por debajo de la temperatura de recristalización. La razón principal es que la curva de fluencia del metal trabajado en caliente tiene un coeficiente de resistencia sustancialmente menor que a temperatura ambiente, el exponente de endurecimiento por deformación es cero (al menos en teoría) y la ductilidad del metal se incrementa de manera significativa. Todo esto da por resultado las siguientes ventajas respecto al trabajo en frío: 1) la forma de la pieza de trabajo se puede alterar de manera significativa, 2) se requiere menor fuerza y potencia para deformar el metal, 3) los metales que usualmente se fracturan en el trabajo en frío se pueden formar en caliente, 4) las propiedades de resistencia son generalmente isotrópicas debido a la ausencia de una estructura orientada de granos que se crea en el trabajo en frío, 5) el trabajo en caliente no produce fortalecimiento de la pieza. Esta última ventaja puede parecer inconsistente, ya que el aumento en la resistencia del metal se considera frecuentemente una ventaja del trabajo en frío. Sin embargo, hay aplicaciones en las cuales es indeseable que el metal se endurezca por trabajo debido a que reduce su ductilidad, por ejemplo, cuando la pieza se tiene que procesar posteriormente en frío. Sus desventajas son: precisión dimensional más baja, mayores requerimientos de energía (energía térmica para calentar la pieza de trabajo), oxidación de la superficie de trabajo (incrustaciones), acabado superficial más deficiente y menor duración en la vida de las herramientas [2].

1.5. ALUMINIO Y ALEACIONES

Aluminio: la característica más conocida del aluminio es su peso ligero, y su densidad es como la tercera parte de la del acero o de las aleaciones al cobre. Ciertas aleaciones al aluminio tienen mejor proporción resistencia-peso que la de los aceros de alta resistencia. El aluminio tiene buena maleabilidad y formabilidad, alta resistencia a la corrosión y gran conductividad eléctrica y térmica. Una forma aluminio ultrapuro se utiliza

para reflectores fotográficos con el fin de aprovechar sus características de alta reflectividad a la luz y de no decoloración superficial.

El aluminio no es tóxico, ni magnético y no produce chispa. La característica no magnética hace al aluminio útil para diversos fines de protección eléctrica, como cajas para barras conductoras o cubiertas para equipo eléctrico.

Aunque la conductividad eléctrica del aluminio de la clase conductor eléctrico es como el 62% que la del cobre, su peso ligero lo hace más apropiado como conductor eléctrico para muchas aplicaciones industriales. El aluminio puro tiene resistencia a carga máxima de unas 13,000 lb/pulg², sin embargo, grandes incrementos en resistencia se obtienen mediante el trabajo en frío o por aleación. Algunas aleaciones, adecuadamente tratadas en forma térmica, se aproximan a resistencias a la tracción de 100,000 lb/pulg².

Una de las características más importantes del aluminio es su maquinabilidad y su capacidad de trabajado; se puede fundir mediante cualquier método conocido, laminado a cualquier espesor deseado, estampado, embutido, estirado, enrolado, forjado y extruido a casi cualquier forma imaginable. El aluminio comercialmente puro, aleación 1100 (99.0 + % de aluminio), es adecuado para aplicaciones en las que se requiere buena formabilidad o muy gran resistencia a la corrosión (o ambas) y en las que no se necesita alta resistencia. Se ha utilizado ampliamente en utensilios para cocinas, varios componentes arquitectónicos, equipo de manejo y almacenamiento de alimentos y agentes químicos, así como también en ensamblajes soldados.

Sistema de designación de la aleación: La designación del aluminio forjado y de las aleaciones forjadas al aluminio fue estandarizada por The Aluminum Association en 1954. Consta de un sistema de numeración de cuatro dígitos. El primero indica el grupo de aleación Tabla 1.1, el segundo señala el cambio de la aleación original o límites de impureza; el cero se utiliza para la aleación original, y los enteros del 1 al 9 indican las modificaciones de la aleación. En la serie 1XXX para aluminio con un mínimo de purezas del 99% y mayores, los dos últimos dígitos son los mismos que los dos a la derecha del punto decimal en el porcentaje de mínimo de aluminio cuando se expresa a casi el 0.01%. De este modo, 1060 indica un material de 99.60% mínimo de pureza de aluminio y ningún control especial sobre las impurezas individuales [1].

Tabla 1.1. Designación para los grupos de aleación [1].

Designación de grupo	Serie
Aluminio, 99% y mayor, principal elemento de aleación	1XXX
Cobre	2XXX
Manganeso	3XXX
Silicio	4XXX
Magnesio	5XXX
Magnesio y silicio	6XXX
Zinc	7XXX
Otro elemento	8XXX
Series no utilizadas	9XXX

1.5.1. ALEACIÓN ALUMINIO-MANGANESO SERIE 3XXX

La Fig. 1.8 se presenta la porción rica en aluminio del sistema de aleación aluminio-manganeso. La máxima solubilidad del manganeso en la solución sólida α es 1.82 a la temperatura eutéctica de 657.78 °C. Aunque la solubilidad decrece con la disminución de temperatura, las aleaciones de este grupo suelen ser no endurecibles por envejecimiento. Debido a la limitada solubilidad, el manganeso no se emplea como principal elemento de aleación en ninguna aleación de fundición y solo se utiliza en algunas aleaciones forjadas. Una de las aleaciones de este grupo es la 3003, que tiene buena formabilidad, gran resistencia a la corrosión y buena capacidad de soldado. Entre las aplicaciones típicas están los utensilios, el equipo de manejo y almacenamiento de alimentos y sustancias químicas, los tanques para gasolina y aceite, los recipientes para altas presiones y la tubería [1].

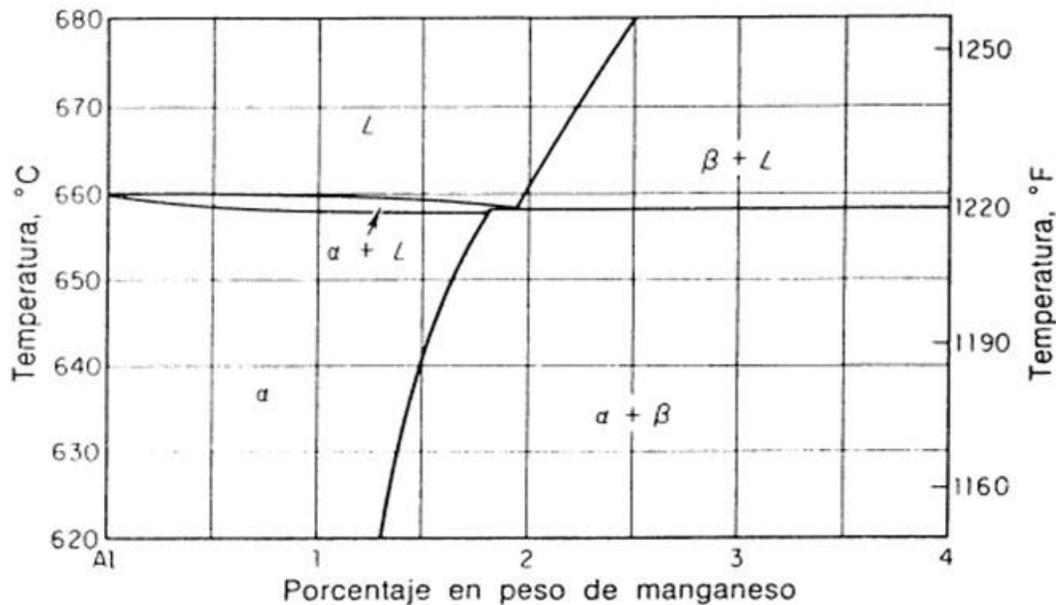


Fig. 1.8. Porción rica en aluminio del sistema de aleación aluminio-manganeso [1].

1.6. OPERACIONES DE CONFORMADO EN CHAPA METÁLICA

La posibilidad de producir una gran variedad de formas a partir de la chapa metálica plana, con velocidades de fabricación muy grandes, es uno de los mayores avances tecnológicos del siglo XX. El paso de la fabricación manual a los métodos de producción en masa ha sido uno de los factores decisivos en la elevación del nivel de vida que se observa en esta centuria.

En esencia, la producción de una forma a partir de una pieza en bruto plana se realiza alargando y contrayendo las dimensiones de todos los elementos de volumen en las tres direcciones principales mutuamente perpendiculares. La forma resultante es una integración de todos los alargamientos y contracciones locales de los elementos de volumen. Se han hecho algunos intentos de clasificación de las casi infinitas formas que pueden lograrse en la conformación de los metales, atendiendo a sus características principales. Sachs ha propuesto una clasificación de las piezas de chapa metálica en cinco tipos:

- 1) Piezas simplemente dobladas.

- 2) Piezas contorneadas con pestañas, incluyendo las pestañas estiradas y las embutidas.
- 3) Perfiles curvados.
- 4) Piezas embutidas profundamente, incluyendo las copas y cubetas con paredes verticales o inclinadas.
- 5) Piezas embutidas poco profundamente, incluyendo las de forma discoidal, las acanaladas, las estampadas y las onduladas.

La Fig. 1.9 se presenta ejemplos de típicos de estas clases de piezas. Otro método de clasificación, desarrollado en la industria del automóvil, agrupa a las piezas de chapa metálica basándose en la severidad del proceso de conformación. La estimación de esta severidad se fundamenta en la proporción máxima de doblado o estirado o troquelado, la embutición profunda, el estirado, reembutición, etc. [3].

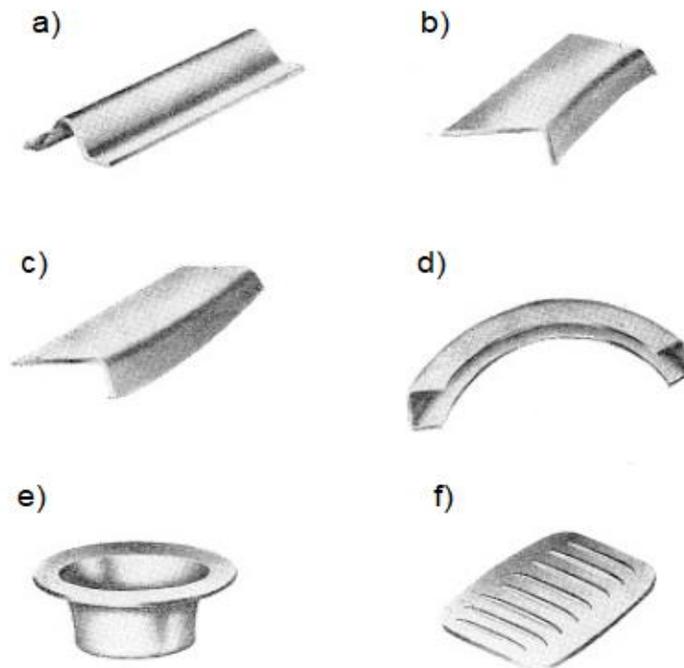


Fig. 1.9. Conformaciones típicas: a) Simple plegado; b) pestaña estirada; c) pestaña embutida; d) perfil curvado; e) copa de embutición profunda; y f) pieza acanalada [3].

1.6.1. DOBLADO

En el trabajo de láminas metálicas, el doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, tal como se presenta en la Fig. 1.10a. Durante la operación de doblado, el metal dentro del plano neutral se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutral se estira. Estas condiciones de deformación se pueden ver en la Fig. 1.10b. El metal se deforma plásticamente, así que el doblado toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron. El doblado produce poco o ningún cambio en el espesor de la lámina metálica [2].

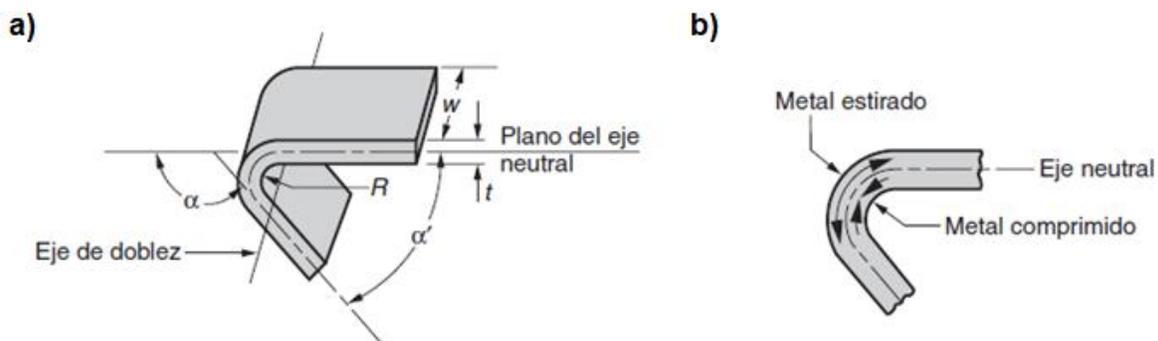


Fig. 1.10. Mecánica del doblado: a) Doblado de lámina metálica; y b) en el doblado ocurre elongación a la tracción y a la compresión [2].

Las operaciones de doblado se realizan usando como herramienta de trabajo diversos tipos de punzones y troqueles. Los dos métodos de doblado más comunes y sus herramientas asociadas son el doblado en V, ejecutado con un troquel en V; y el doblado de bordes, ejecutado con un troquel deslizante. Estos métodos se ilustran en la Fig. 1.11.

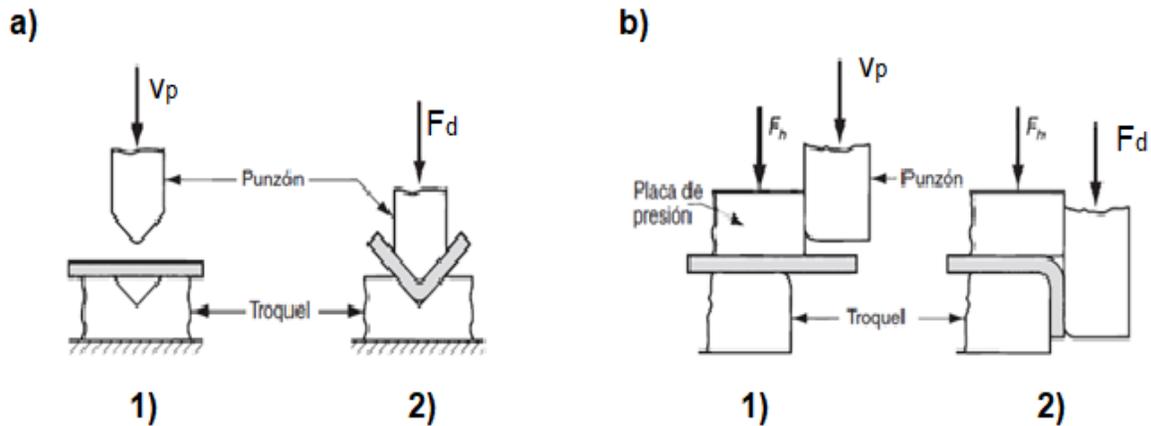


Fig. 1.11. Dos métodos comunes de doblado: a) Doblado en V; y b) doblado de bordes. 1) Antes y 2) Después del doblado [2]. Los símbolos v_p es el movimiento del punzón, F_d es la fuerza de doblado aplicada, F_h es la fuerza de sujeción.

En el doblado en V, la lámina de metal se dobla entre un punzón y un troquel en forma de V. Los ángulos incluidos, que fluctúan desde los muy obtusos hasta los muy agudos, se pueden realizar con troqueles en forma de V. El doblado en V se usa por lo general para operaciones de baja producción y se realiza frecuentemente en una prensa de cortina; los correspondientes troqueles en V son relativamente simples y de bajo costo.

El doblado de bordes involucra una carga voladiza sobre la lámina de metal. Se usa una placa de presión que aplica una fuerza de sujeción F_h para sostener la base de la pieza contra el troquel, mientras el punzón fuerza la pieza volada para doblarla sobre el borde de un troquel. En un arreglo que se ilustra en la Fig. 1.11b, el doblado se limita a ángulos de $\leq 90^\circ$. Se puede diseñar troqueles deslizantes más complicados para ángulos mayores de 90° . Debido a la placa de presión, los troqueles deslizantes son más complicados y costosos que los troqueles en V y se usan generalmente para trabajos de alta producción [2].

1.6.2. CIZALLADO

El cizallado es la operación de corte del metal que se realiza mediante dos cuchillas móviles en una cizalla o tijera. En la operación una estrecha tira de metal se

deforma plásticamente con tanta intensidad que se llega a romper en las superficies en contacto con las cuchillas. La fractura iniciada se propaga hacia el interior hasta que se produce el corte completo. La profundidad hasta la que debe penetrar la hoja móvil para completar el cizallado está directamente relacionada con la ductilidad del metal. La penetración es solo una pequeña fracción del espesor en los materiales frágiles, pero en los muy dúctiles puede ser algo mayor.

El juego entre las cuchillas es una variable de importancia en las operaciones de cizalladura. Cuando tiene el valor adecuado, las grietas iniciadas se propagan a través del metal hasta que se unen en el centro del espesor (pieza) y producen una superficie de fractura limpia (ver Fig. 1.12a). Obsérvese que, aunque el juego sea el debido hay distorsión del borde del corte. Si el juego es insuficiente, la fractura es rasgada (ver Fig. 1.12b) y la energía necesaria para efectuar el corte es mayor cuando el juego es correcto. Si el juego es excesivo, hay más distorsión en el borde, y también la energía será mayor, ya que es necesario deformar plásticamente más volumen de metal antes de que se produzca la fractura. Además, cuando el juego es demasiado grande, se producen con más facilidad rebabas o proyecciones agudas en el borde del corte. Si la cuchilla tiene el filo mellado aumenta la tendencia a producir rebabas (ver Fig. 1.12c). La deformación plástica que pueden resistir los metales frágiles sin que se produzca la fractura en el corte es pequeña, por lo que el juego debe ser menor para los metales duros y frágiles. Por otro lado, los metales blandos y dúctiles requieren una gran deformación plástica antes de que se produzca el corte y, en consecuencia, se han de emplear juegos mayores [3].

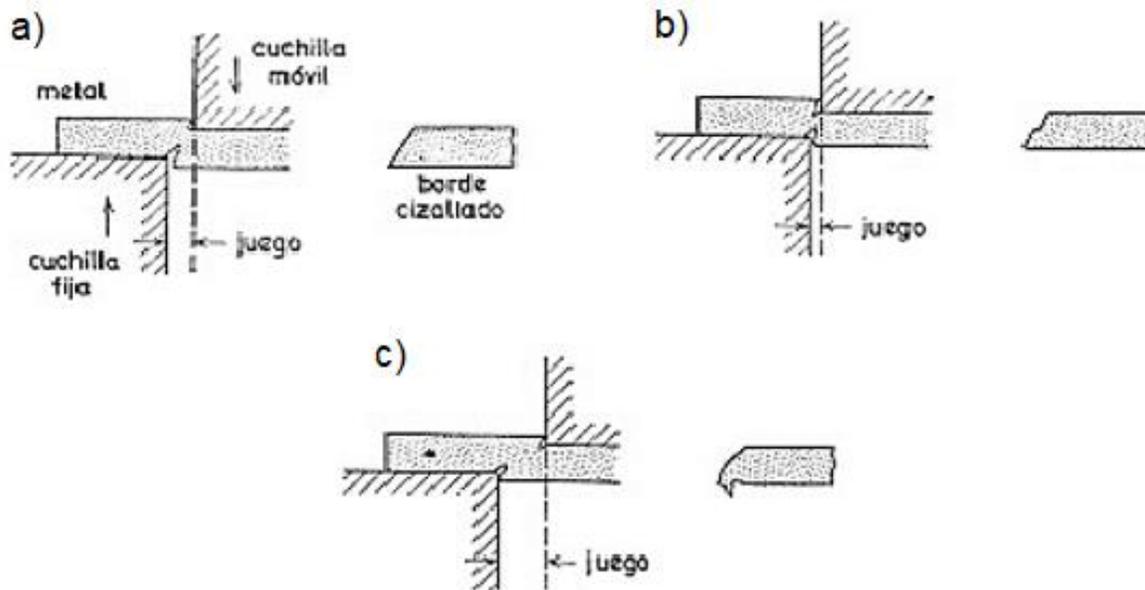


Fig. 1.12. Cizallamiento del metal. a) Juego correcto; b) juego insuficiente; y c) juego excesivo [3].

Si se desprecia la fricción, la fuerza requerida para cortar una chapa metálica es función de la longitud del corte, el espesor de la chapa y la resistencia al cizallamiento del metal. La fuerza de cizalladura se puede disminuir apreciablemente si el filo no ataca simultáneamente a toda la longitud del corte. Empleando un filo inclinado, en bisel se consigue que el corte se produzca progresivamente en vez de que se realice de una vez en toda su longitud. La inclinación del filo debe ser tal que el desnivel entre sus extremos sea igual al espesor de la chapa. Dicha inclinación del filo da lugar a cierta distorsión de la chapa, como consecuencia se realiza el corte progresivamente por lo que dicha inclinación de la herramienta se debe realizar hacia el lado en el cual queda el corte de la chapa que se destina, por inútil, a la chatarra.

En los procesos de compresión la fuerza se aplica a la superficie de la pieza que se trabaja y el metal fluye formando ángulo recto con la dirección de la compresión. Los ejemplos principales de esta clase de procesos son la forja y la laminación. Los procesos de compresión indirecta incluyen el estirado de tubos y alambre, la extrusión y la embutición profunda de una copa. Las fuerzas aplicadas son frecuentemente de tracción, pero se desarrollan fuerzas de compresión elevadas por reacción entre la pieza que se trabaja y la matriz.

El metal fluye bajo un estado de esfuerzos combinados en el que existen fuerzas de compresión elevadas en una de las direcciones principales, por lo menos. El mejor ejemplo de un proceso de conformación por tracción es la conformación por estirado, en la que un metal se adapta al contorno de una matriz por aplicación de fuerzas de tracción. El plegado supone la aplicación de momentos de flexión a la chapa, mientras que el cizallamiento implica fuerzas cizallantes lo suficientemente grandes para provocar el corte del metal en el plano de cizalla [3].

1.6.3. TROQUELADO

El troquelado se define como un proceso mecánico de producción industrial que se utiliza para trabajar en frío lámina metálica y fabricar completa o parcialmente piezas por medio de una herramienta (troquel), conformada por un punzón y una matriz, también llamados ‘macho’ y ‘hembra’, respectivamente.

Troquelar es un arte metalmecánico muy importante para la industria, ya que siempre se busca fabricar productos más eficientes, resistentes, de calidad y económicos que los obtenidos con cualquier otro proceso productivo como fundición, forja o mecanizado. Es utilizado en gran variedad de sectores: electrodomésticos (línea blanca), automotriz, aeronáutico, naval, electrónico e informático. Está enfocado en aprovechar al máximo el material para fabricar la mayor cantidad de piezas con el menor tiempo y costo posible.

Mediante una prensa, el troquel ejerce presión sobre el material, supera su límite elástico para transformarlo, ya sea para cortar, doblar o pasar de una lámina plana a una geometría tridimensional, mediante un proceso de embutido.

La base superior del troquel, dónde está el punzón, se coloca en el ariete (martillo) de la prensa, en la mesa de trabajo se sujeta el porta matriz o base inferior, con la matriz, en medio de ambas se ubica la lámina; el punzón penetra la matriz cuando baja impulsado por la potencia que le proporciona la prensa y con un golpe sobre la lámina produce el corte, la deformación o la transformación de la lámina para la obtención de una pieza se presenta en la Fig. 1.13 [15].

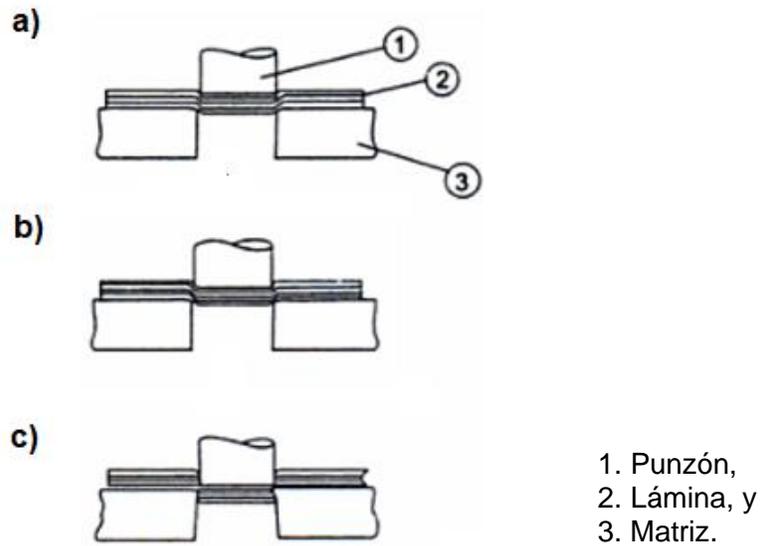


Fig. 1.13. Principio de corte de metal: a) Penetración; b) deformación; y c) fractura [15].

El centrado y desplazamiento de la base superior hacia la base inferior, se realiza gracias a un sistema de postes guías que se deslizan con ayuda de bujes.

En la Fig. 1.14 se presenta un arreglo con cuatro guías, existen también con dos guías o incluso sin ellas, dependerá de la complejidad de la pieza a fabricar y el número de piezas a producir, la elección del tipo de arreglo o configuración más adecuada que debe adoptar el troquel.

Los procesos de troquelado son continuos, repetitivos y se desarrollan a una velocidad de hasta cientos de golpes por minuto, siendo muy útil para la fabricación de productos en serie y a un costo considerablemente bajo, respecto a otros métodos de manufactura [15].

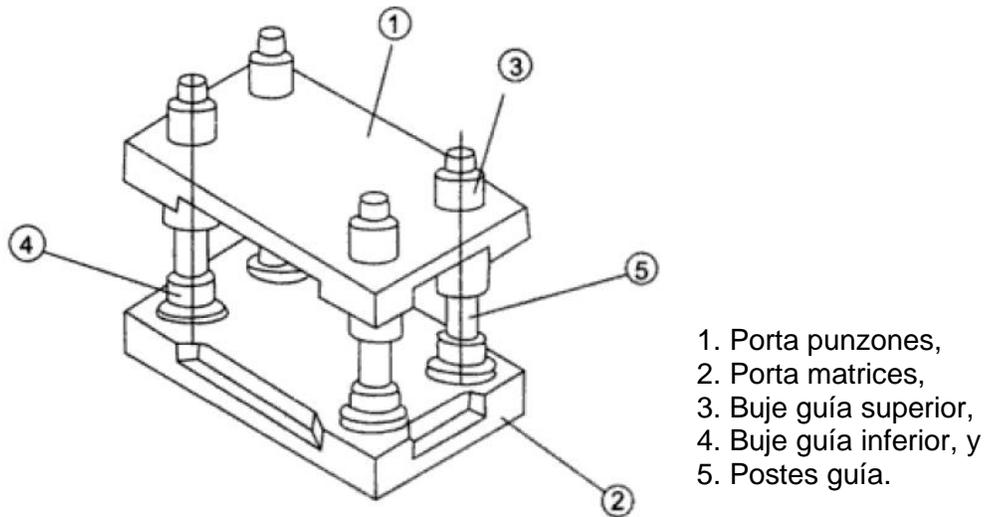


Fig. 1.14. Partes básicas de un troquel [15].

Dentro de este concepto se agrupan diferentes operaciones como el corte, punzonado, doblado, embutición y conformación, unos ejemplos se presentan en la Fig. 1.15. En todas las variantes del proceso, la precisión depende directamente de la exactitud y calidad del troquel (cuya forma y dimensiones coincide con las piezas que se quieren obtener) [15].



Fig. 1.15. Piezas fabricadas por procesos de troquelado.

Las operaciones en los procesos de troquelado son: el corte, y como un paso previo al corte de un perfil se considera el punzonado, además del proceso de doblado y el embutido. El proceso de corte se presenta en la Fig. 1.16, utilizado para separar la pieza útil de la lámina mediante cizalladura con el punzón y la matriz; por su parte, en el punzonado, el troquel, genera agujeros con diferentes geometrías en la lámina. Una forma de diferenciar el proceso de corte con el punzonado es que en este último el material que se desprende de la lámina no forma parte de la pieza útil, a diferencia del corte que el material que se desprende de la lámina es la pieza final. En el proceso de doblado, la herramienta al aplicar fuerza sobre el material supera su límite elástico generando la geometría deseada, que pueden ser desde simples pliegues en el material, así como geometrías más complejas [15].

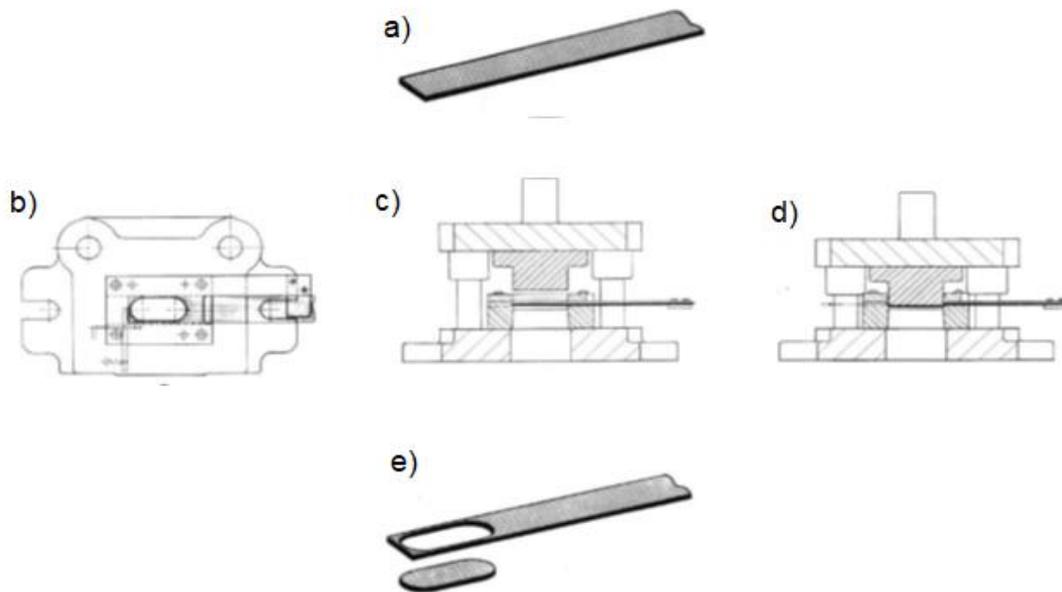


Fig. 1.16. Troquel de corte: a) Tira de material; b) vista superior del troquel; c) troquel en posición abierta; d) troquel en posición cerrada; y e) tira de material troquelada [15].

La operación de embutido se emplea para crear formas cóncavas, el objetivo es conseguir, mediante la presión ejercida por la prensa, que el troquel deforme plásticamente la lámina de acuerdo con la forma de la matriz que se utilice.

El proceso de embutido se utiliza ampliamente en la industria, para fabricar tapas, como las de las botellas de cerveza y refresco, o como las de botes de pintura, también para hacer tarjas, ollas y otros productos en forma de recipientes [15].

1.7. EMBUTIDO

El embutido es una operación de formado de láminas metálicas que se usa para realizar piezas de forma acopada, de caja y otras formas huecas más complejas. Se realiza colocando una lámina de metal sobre la cavidad de un troquel y empujando el metal hacia la cavidad de éste con un punzón, tal como se presenta en la Fig. 1.17, donde los símbolos indican: D_{dis} es el diámetro de la forma inicial del disco, D_p es el diámetro del punzón, R_d es el radio de la esquina del troquel, R_p es radio de la esquina del punzón, F_{emb} es la fuerza de embutido, F_h es la fuerza de sujeción. La forma se debe aplanar contra el troquel por un sujetador de formas. Las piezas comunes que se realizan por embutido son latas de bebidas, casquillos de municiones, lavabos, utensilios de cocina y piezas para carrocería de automóviles [2].

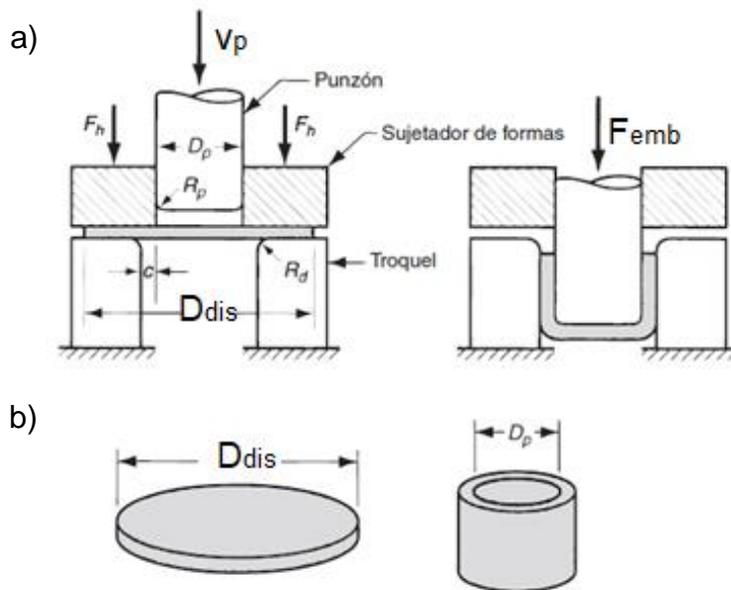


Fig. 1.17. Operación del embutido: a) Embutido de una pieza acopada; y b) piezas de trabajo correspondientes [2].

1.7.1. MECÁNICA DEL EMBUTIDO

El embutido de piezas acopladas es la operación básica del embutido, con las dimensiones y los parámetros que se presentan en la Fig. 1.17. Se embute un disco de diámetro D_{dis} dentro de un troquel por medio de un punzón de diámetro D_p . El punzón y el troquel deben tener un radio en las esquinas determinado por R_p y R_d . Si el punzón y el troquel tienen esquinas agudas (R_p y $R_d = 0$), se realizará una operación de perforado de un agujero en lugar de una operación de embutido. Los lados del punzón y del troquel están separados por un espacio C . Éste es aproximadamente 10% mayor que el espesor del material en embutido:

$$C = 1.1 \cdot t \quad (1.1)$$

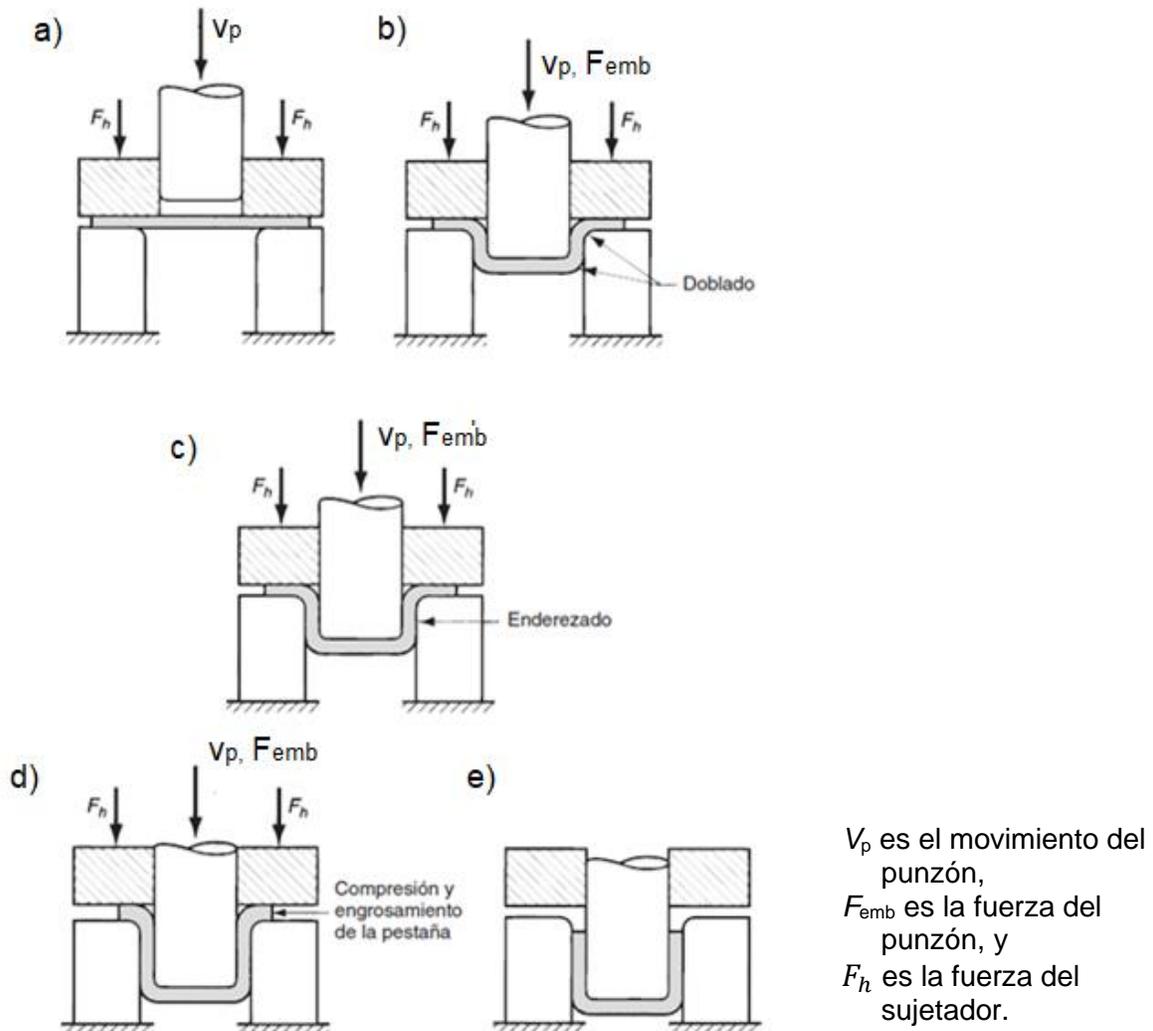
donde: C es el espacio, y
 t es el espesor.

El punzón aplica una fuerza hacia abajo F_{emb} para realizar la deformación del metal, y el sujetador de piezas o de formas aplica una fuerza de sujeción hacia abajo F_h , tal como se presenta en el diagrama. Conforme el punzón se recorre hacia abajo, hasta su posición final, la pieza de trabajo experimenta una serie compleja de esfuerzos y deformaciones al tomar gradualmente la forma definida por el punzón y la cavidad del troquel. Las etapas en el proceso de deformación se ilustran en la Fig. 1.18. Cuando el punzón empieza a empujar el trabajo, sujeta al metal a una operación de doblado. La lámina es doblada simplemente sobre la esquina del punzón y la esquina del troquel, tal como se presenta en la Fig. 1.18b. El perímetro exterior de la forma se mueve hacia el centro en esta primera etapa, pero sólo ligeramente. A medida que el punzón avanza, ocurre una acción de enderezado del metal que fue previamente doblado sobre el radio del troquel, Fig. 1.18c. El metal en el fondo de la copa, así como a lo largo del radio del punzón, se ha movido hacia abajo junto con el punzón, pero el metal que se había doblado sobre el radio del troquel se debe enderezar para que se pueda jalar dentro del espacio y formar la pared del cilindro. En este punto se necesita más metal para

reemplazar al que ahora forma la pared del cilindro. Este nuevo metal viene del borde exterior de la forma original. El metal en la porción exterior de la forma se jala o embute hacia la apertura del troquel para sustituir al metal previamente doblado y enderezado que ahora forma la pared del cilindro. De este tipo de flujo de metal a través de un espacio restringido es de donde toma su nombre el proceso de embutido.

Durante esta etapa del proceso, la fricción y la compresión juegan papeles importantes en la brida de la pieza. Para que el material de la brida se mueva hacia la apertura del troquel, debe superar la fricción entre la lámina de metal y las superficies del sujetador y del troquel. Inicialmente se involucra la fricción estática hasta que el metal se empiece a mover; cuando empieza el flujo de metal, la fricción dinámica gobierna el proceso. La magnitud de la fuerza de sujeción aplicada por el sujetador, así como las condiciones de fricción de las dos interfaces, son factores que determinan el éxito de este aspecto de la operación de embutido. Generalmente se usan lubricantes o compuestos para reducir las fuerzas de fricción durante el embutido. Además de la fricción, ocurre también la compresión en las pestañas exteriores de la forma. A medida que el metal de esta porción de la forma se estira hacia el centro, el perímetro exterior se hace menor. Debido a que el volumen del metal permanece constante, el metal se comprime y se hace más grueso al reducir el perímetro. Esto ocasiona frecuentemente el arrugado de la brida remanente de la pieza o forma, especialmente cuando la lámina es delgada o cuando la fuerza del sujetador es demasiado baja. Esta condición no se puede corregir una vez que ha ocurrido. Los efectos de la fricción y de la compresión se ilustran en la Fig. 1.18d. La fuerza de sujeción aplicada sobre la forma se ve ahora como un factor crítico en el embutido profundo. Si ésta es muy pequeña, ocurre el arrugamiento; si es muy grande, evita que el metal fluya adecuadamente hacia la cavidad del troquel, ocasionando estiramiento y posible desgarramiento de la lámina de metal. La determinación de la fuerza adecuada de sujeción implica un delicado balance entre estos factores opuestos. El movimiento progresivo del punzón hacia abajo ocasiona la continuación del flujo de metal, causado por el estirado y la compresión que se han descrito previamente. Ocurre además cierto adelgazamiento de las paredes del cilindro, tal como se presenta en la Fig. 1.18e. A la fuerza que aplica el punzón se opone la del metal, en forma de deformación y fricción durante la operación. Una parte de la deformación involucra estiramiento y

adelgazamiento del metal al ser jalado sobre el borde de la abertura del troquel. En una operación exitosa de embutido puede ocurrir hasta 25% de adelgazamiento, la mayor parte cerca de la base de la copa [2].



1.7.2. EMBUTIDO DE ACCIÓN SIMPLE

En este tipo de herramienta el disco recortado a embutir se fija en su asiento, al actuar la placa prensa chapa, el punzón comienza a penetrar el material en la matriz en

su totalidad. Seguido se expulsa la pieza embutida por acción de un expulsor, El embutido de acción simple se puede apreciar en la Fig. 1.19 [16].

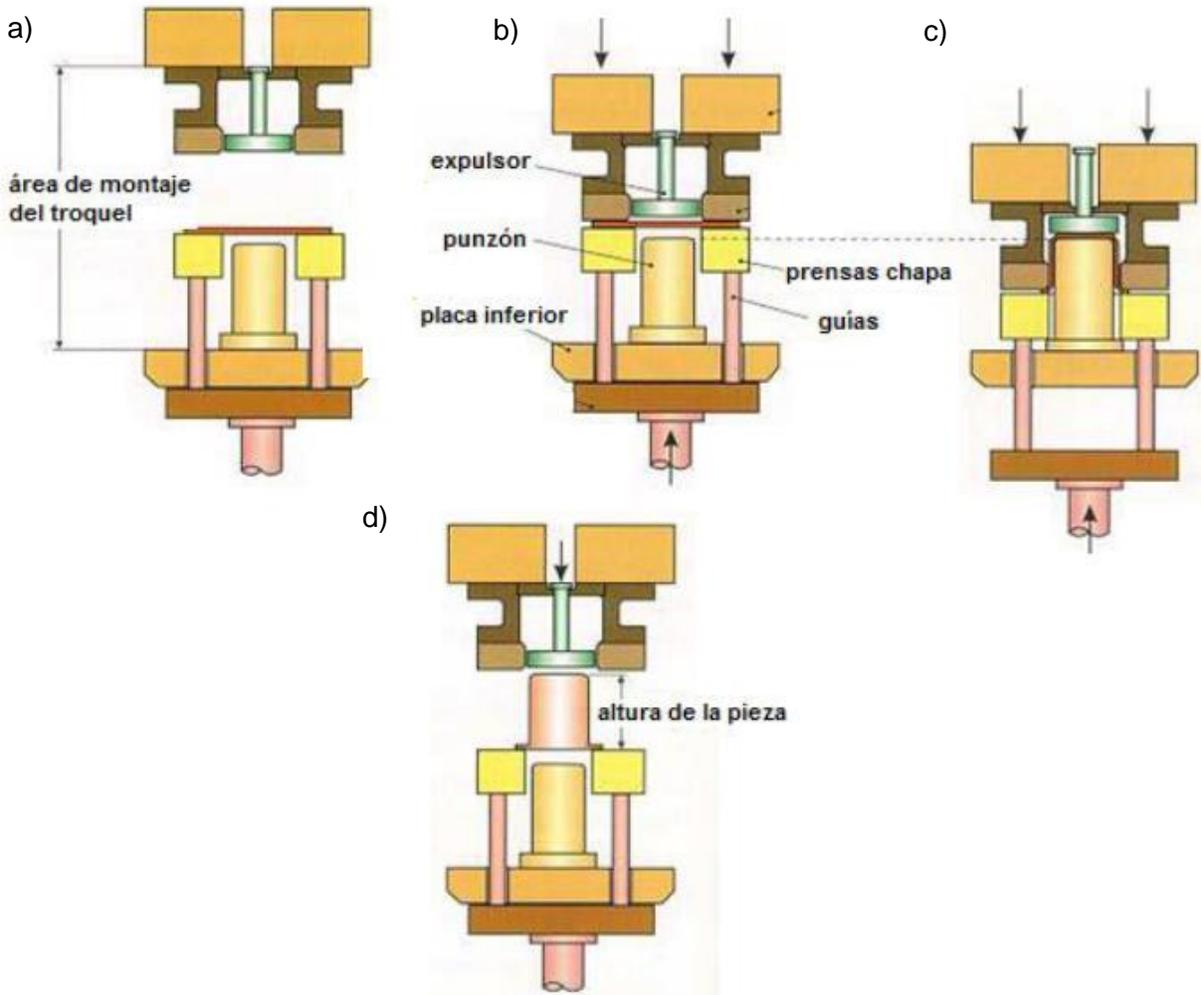


Fig. 1.19. Embutido de acción simple: a) Disco se fija en su asiento; b) se sujeta con prensa chapa; c) punzón comienza a embutir; y d) expulsión de la pieza embutida [16].

1.7.3. EMBUTIDO DE DOBLE ACCIÓN

En este tipo de herramientas, el punzón se ubica en la parte superior de la prensa, el disco embutido se ubica también en su asiento en la matriz y el punzón y la placa prensa disco actúan simultáneamente y la matriz cuenta con el expulsor, el embutido de doble acción se puede apreciar en la Fig. 1.20 [16].

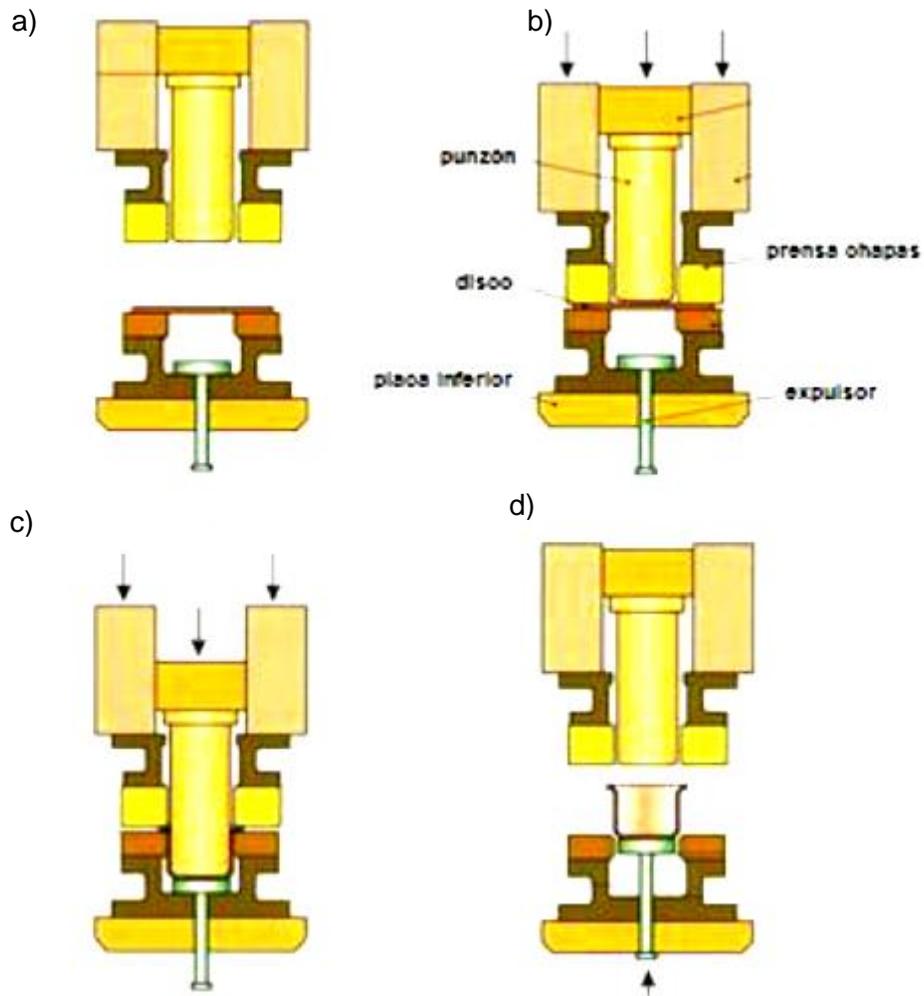


Fig. 1.20. Embutido de doble acción a) disco se ubica en la matriz y el punzón en parte superior; b) punzón y prensa disco actúan simultáneamente; c) termina la embutición; y d) se expulsa la pieza embutida [16].

1.7.4. REEMBUTIDO Y EMBUTIDO INVERSO

El estudio se ha enfocado en una operación convencional de embutido acopado que produce una forma cilíndrica simple en un solo paso y usa un sujetador para facilitar el proceso. Se analizan algunas variantes de esta operación básica.

Reembutido: Si el cambio de forma que requiere el diseño de la pieza es demasiado severo (la relación de embutido es demasiado alta), el formado completo de la pieza puede requerir más de un paso de embutido. Al segundo paso de embutido y a

cualquier otro posterior, si se necesita, se le llama reembutado. En la Fig. 1.21 se ilustra una operación de reembutado. Cuando el diseño de la pieza requiere una relación de embutido demasiado grande que impida formar la pieza en un solo paso, se puede ejecutar la siguiente sugerencia general para la reducción, que se puede realizar en cada operación de embutido: para el primer embutido, la reducción máxima de la forma inicial debe ser de 40 a 45%; para el segundo embutido (primer reembutado), la reducción máxima debe ser 30%; para el tercer embutido (segundo reembutado), la reducción máxima debe ser 16% [2].

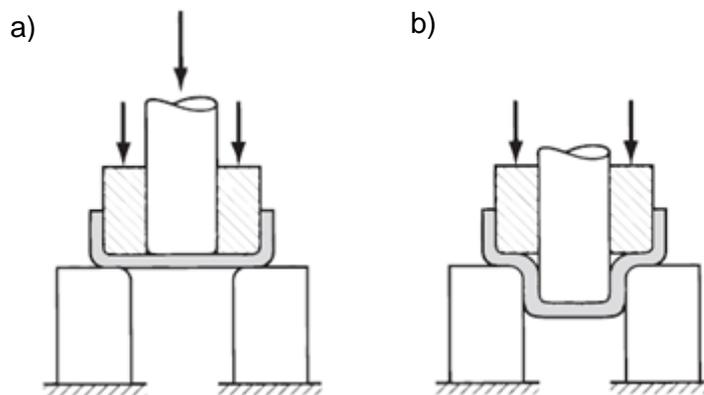


Fig. 1.21 Reembutado de una copa: a) Inicio del reembutado; y b) final de la carrera [2].

Una operación relacionada es el embutido inverso, en el cual se coloca una pieza embutida hacia abajo en el troquel y una segunda operación de embutido produce una configuración como la que se presenta en la Fig. 1.22, aunque puede parecer que el embutido inverso podría producir una deformación más severa que el reembutado, en realidad es más fácil en el metal. La razón es que en el embutido inverso la lámina de metal se dobla en la misma dirección en las esquinas exteriores e interiores del troquel, mientras que en el reembutado el metal se dobla en direcciones opuestas en las dos esquinas. Debido a esta diferencia, el metal experimenta menos endurecimiento por deformación en el embutido inverso y, por lo tanto, la fuerza del embutido es menor [2].

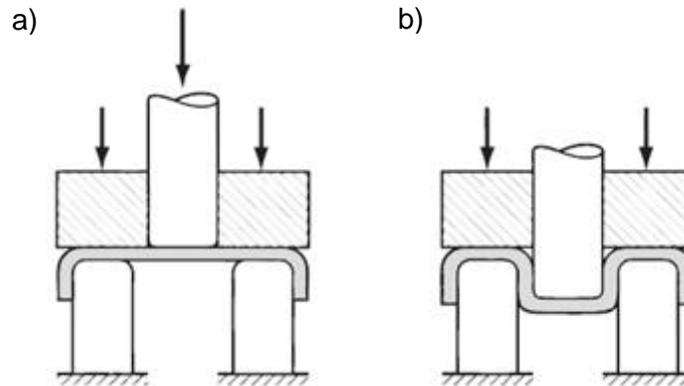


Fig. 1.22 Embutido inverso: a) Inicio; y b) terminación [2].

1.7.5. DEFECTOS DEL EMBUTIDO

El embutido de lámina metálica es una operación más compleja que el corte o el doblado; por lo tanto, hay más cosas que pueden fallar. Además, se pueden presentar numerosos defectos en un producto embutido; anteriormente se citaron algunos de ellos. En la Fig. 1.23 se presenta una lista de los defectos más comunes en piezas embutidas, estos defectos son:

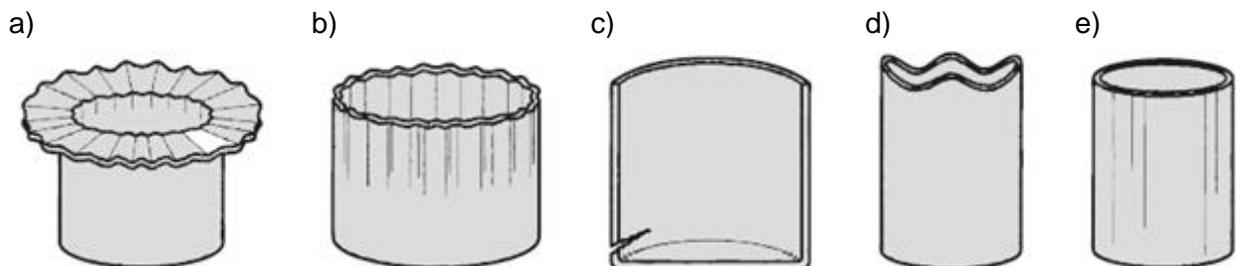


Fig. 1.23. Defectos comunes en las piezas embutidas a) Arrugamiento en la pestaña; b) arrugamiento en la pared; c) desgarramiento; d) orejeado; y e) rayados superficiales [2].

- a) Arrugamiento en la brida o pestaña: El arrugamiento en una pieza embutida consiste en una serie de pliegues que se forman radialmente en la brida no embutida de la pieza de trabajo, debido al pandeo por compresión.
- b) Arrugamiento en la pared: Si la brida arrugada se embute en el cilindro, estos pliegues aparecen en la pared vertical del cilindro.

- c) Desgarramiento: Este defecto consiste en una grieta que se abre en la pared vertical, usualmente cerca de la base de la copa embutida, debido a altos esfuerzos a la tracción que causan adelgazamiento y ruptura del metal en esta región. Este tipo de falla puede también ocurrir cuando el metal se estira sobre una esquina afilada del troquel.
- d) Orejeado: Ésta es la formación de irregularidades (llamadas orejas) en el borde superior de la pieza embutida, causada por anisotropía en la lámina de metal. Si el material es perfectamente isotrópico no se forman las orejas.
- e) Rayados superficiales: Pueden ocurrir rayaduras en la superficie de la pieza embutida si el punzón y el troquel no son lisos o si la lubricación es insuficiente [2].

1.7.6. VELOCIDADES DE EMBUTICIÓN

La velocidad de embutición es la que posee el punzón en el instante en que ataca a la chapa. De las experiencias efectuadas con las velocidades del punzón pequeñas, medianas y grandes, se desprende que la influencia de la velocidad en la embutición de piezas cilíndricas no es importante. No obstante, existe una velocidad óptima para cada metal, a fin de permitirle el tiempo necesario para pasar al estado plástico. Para la embutición de piezas no cilíndricas, son preferibles las pequeñas velocidades, pues con ellas se aminora el riesgo de adelgazamiento de la pared. Para la embutición de piezas cilíndricas, se recomiendan las velocidades que se presentan en la Tabla 1.2 [13].

Tabla 1.2. Velocidades mínimas de embutido para diferentes materiales metálicos [13].

Material	Velocidad, mm/s	Velocidad, m/s
Zinc y acero inoxidable	100	0.10
Aceros y aluminios	150	0.15
Cobres	450	0.45

1.8. SISTEMA HIDRÁULICO

La hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medio de presión para mover los pistones de los cilindros, gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización [6].

En los sistemas hidráulicos básicamente se convierte la energía ya sea de mecánica o eléctrica en hidráulica para obtener beneficios en términos de energía mecánica al finalizar el proceso. Proporcionando garantía de fiabilidad y seguridad. El fluido hidráulico es un medio de transporte que se puede regular de acuerdo con el diseño o forma del sistema. Los parámetros a los que se rige un diseño hidráulico son:

- ✓ Presión del sistema,
- ✓ Caudal, y
- ✓ Velocidad del pistón.

En la Tabla 1.3 se presentan las presiones nominales. Las presiones de trabajo de los circuitos hidráulicos oscilan entre 25 y 630 bar, a continuación, se presenta la Tabla con valores de presiones nominales [6]:

Tabla 1.3. Presiones nominales [6].

Presiones nominales en circuitos hidráulicos, bar										
25	40	63	100	160	200	250	315	400	500	630

Para la definición de la presión se tiene la Ec. 1.2, así:

$$P = F/A \quad (1.2)$$

donde: P es la presión,

F es la fuerza, y

A es el área.

Además, el área está en función del diámetro.

$$A = (\pi \cdot D^2) / 4 \quad (1.3)$$

donde: A es el área, y
 D es el diámetro.

El caudal se la conoce como la cantidad de fluido en una unidad de tiempo

$$Q = V_p \cdot A \quad (1.4)$$

donde: Q es el caudal,
 V_p es la velocidad del pistón, y
 A es el área.

La velocidad está dada por la carrera del pistón en un tiempo determinado

$$V_p = L/t \quad (1.5)$$

donde: L es la carrera o longitud de que recorre el pistón, y
 t es el tiempo.

1.8.1. GRUPO HIDRÁULICO

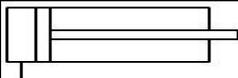
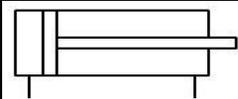
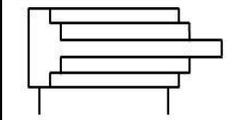
La bomba es el medio para transportar la energía de desplazamiento en un sistema hidráulico, la cual esta acoplada a una serie de elementos formando el grupo hidráulico. Está formado por tanque o depósito, bomba, válvula de seguridad, manómetro y racores para la toma de presión y retorno del fluido al tanque, también lleva filtro y las válvulas de control [6].

1.8.2. ACTUADORES

Se clasifican en actuadores lineales (cilindros), y rotativos (motores hidráulicos), son los elementos del circuito hidráulico que transforman la energía hidráulica en energía mecánica. Los actuadores son alimentados con fluidos a presión, obteniéndose un movimiento con una determinada fuerza, velocidad, momento y velocidad angular tras la pérdida de presión del caudal del fluido.

Dentro de los actuadores lineales se puede encontrar cilindros de simple efecto, cilindro de doble efecto y cilindros telescópicos tal como se presenta en Tabla 1.4.

Tabla. 1.4. Cilindros hidráulicos [5].

Actuador	Funcionamiento	Símbolo
Cilindro simple efecto	Al cilindro se aplica presión solo por un extremo, el cual realiza trabajo solo en un sentido.	
Cilindro doble efecto	Los cilindros de doble efecto pueden realizar el trabajo en ambas direcciones porque se les aplica la presión en ambas caras del émbolo.	
Cilindro telescópico	Se caracterizan por tener grandes longitudes de trabajo. Este tipo de cilindros es utilizado cuando no se dispone del espacio suficiente para cilindros de dimensiones normales o estandarizadas.	

El cálculo del diámetro del cilindro o del émbolo se realiza mediante la combinación de las Ecs. 1.3 y 1.4, pero se debe tomar en cuenta un factor de rozamiento entre la camisa y el émbolo de 0.9, y se obtiene:

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{0.9 \cdot \pi \cdot P_1}} \quad (1.6)$$

donde: D_e es diámetro del émbolo o camisa interior,

F_t es la fuerza requerida,

P_1 es la presión de servicio, y

0.9 es el coeficiente de rozamiento entre el pistón y la camisa.

Un problema fundamental de los cilindros hidráulicos es el pandeo debido a los importantes esfuerzos a que se ven sometidos; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su embolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2. Debido a esto se utiliza la ecuación de Euler y tomando en cuenta la forma de sujeción a la que está expuesto el vástago como se presenta en la Fig. 1.24 [5].

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica				
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = \frac{L}{2}$

Fig. 1.24. Coeficiente K de pandeo según el tipo de sujeción [5].

La ecuación de Euler manifiesta lo siguiente:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2} \quad (1.7)$$

donde: F_p es la fuerza de pandeo,

E es el módulo de elasticidad del material del vástago,

I es el momento de inercia para secciones transversales circulares, y

L_p es la longitud libre de pandeo.

$$F_p = F \cdot N \quad (1.8)$$

donde: F_p es la fuerza de pandeo,
 F es la fuerza admisible o de diseño, y
 N es el factor de seguridad.

$$L_p = K \cdot L \quad (1.9)$$

donde: L_p es la longitud libre de pandeo,
 K es el coeficiente de pandeo, y
 L es la carrera del pistón.

$$I = \frac{L_p^2 \cdot F_p}{\pi^2 \cdot E} \quad (1.10)$$

donde: I es el momento de inercia para secciones transversales circulares,
 L_p es la longitud libre de pandeo,
 F_p es la fuerza de pandeo, y
 E es el módulo de elasticidad del material del vástago.

Posterior a definir el momento de inercia en función de las variables de Euler se define la misma inercia en función de la sección geométrica del vástago para el cálculo del diámetro.

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} \quad (1.11)$$

Es importante también revisar algunos aspectos y recomendaciones acerca del diseño de elementos y la selección del factor de seguridad para el diseño.

En años recientes se manifiesta una tendencia al uso del esfuerzo de fluencia como un criterio preferible para obtener un esfuerzo de cálculo muy conveniente para cargas permanentes. Esta práctica está basada en el supuesto lógico que la ruptura se

produce cuando la pieza deja de realizar su función asignada y la mayoría de los elementos de las máquinas no realizarán correctamente después de haber recibido una deformación permanente.

Es decir, el diseño de estos materiales se base en el esfuerzo de fluencia, y del tipo de carga a la que esté sometido el elemento. En la Tabla 1.5 se aprecia los factores de seguridad [7].

Tabla 1.5. Factores de seguridad, valores mínimos recomendados [7].

Tipo o clase de carga	Acero, metales dúctiles		Hierro fundido, metales frágiles	Madera de construcción
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la esfuerzo de fluencia	Basado en la resistencia máxima	
Carga muerta o carga variable bajo análisis de fatiga	3 – 4	1.5 – 2	5 – 6	7
Las siguientes recomendaciones no se deben adoptar si se realiza un análisis de fatiga				
Repetida en una dirección gradual (choque suave)	6	3	7 - 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 – 12	15
Choque fuerte	10 – 15	5 – 7	15 – 20	20

1.8.3. BOMBA

Las bombas en el circuito hidráulico se destinan a trasladar el fluido desde un lugar a otro más alto, proporcionando gran presión con un caudal respectivamente pequeño. Las bombas que se utilizan son las de desplazamiento positivo de movimiento alternativo y movimiento rotatorio. En la Fig. 1.25 se presenta la clasificación de las bombas hidráulicas [5].

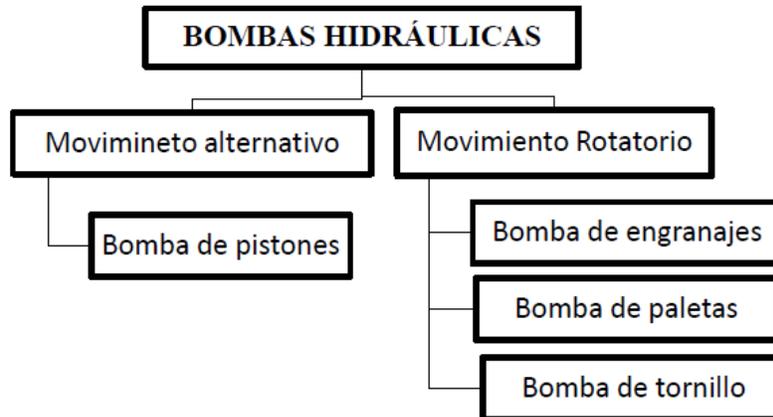


Fig. 1.25. Clasificación de las bombas hidráulicas [5].

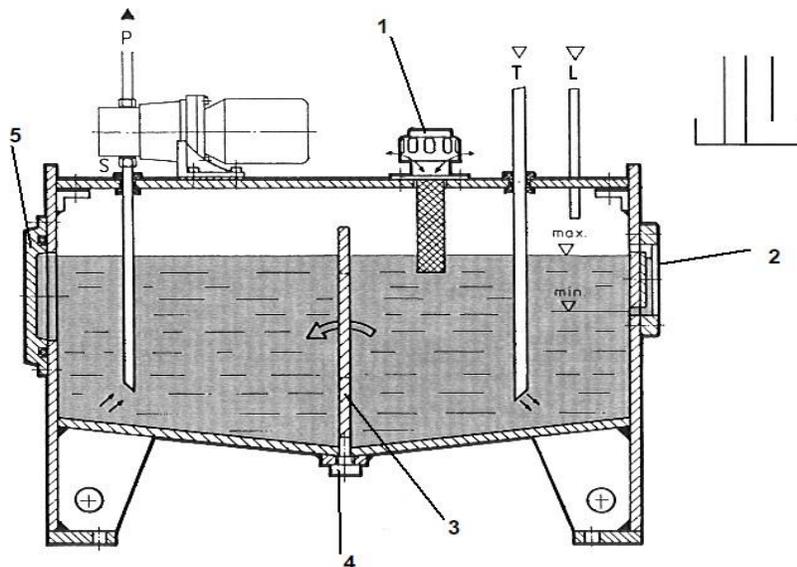
Para la selección de la bomba es necesario conocer:

- ✓ La presión,
- ✓ El caudal, y
- ✓ La velocidad.

1.8.4. TANQUE

También conocido como depósito o almacén para la aspiración e impulsión del fluido hidráulico. Una de las características del depósito es la ventilación para eliminar burbujas existentes, y es fundamental poner el aceite a presión de la atmósfera, pero para evitar la contaminación del fluido se utiliza el tapón de llenado y aireador, una representación de sus partes se aprecia en Fig. 1.26.

La existencia de burbujas en el fluido se atribuye a la succión y caída del fluido, la eliminación de burbujas del sistema lo efectúa la placa separadora de retorno-aspiración y ciertas ocasiones es necesario disponer de un termómetro para el control de temperatura del fluido [5].



1. Filtro de llenado y aireador,
2. Visor de nivel,
3. Placa separadora retorno- aspiración,
4. Tapón de vaciado, y
5. Tapa para limpieza.

Fig. 1.26. Partes del depósito hidráulico Fuente: Sistemas neumáticos y oleohidráulicos [5].

La capacidad del tanque se recomienda de 3 a 4 veces el volumen proporcionado por bomba en un minuto.

1.8.5. FILTROS

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que se han de separar del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica, tal como se presenta en la Fig. 1.27 [5].

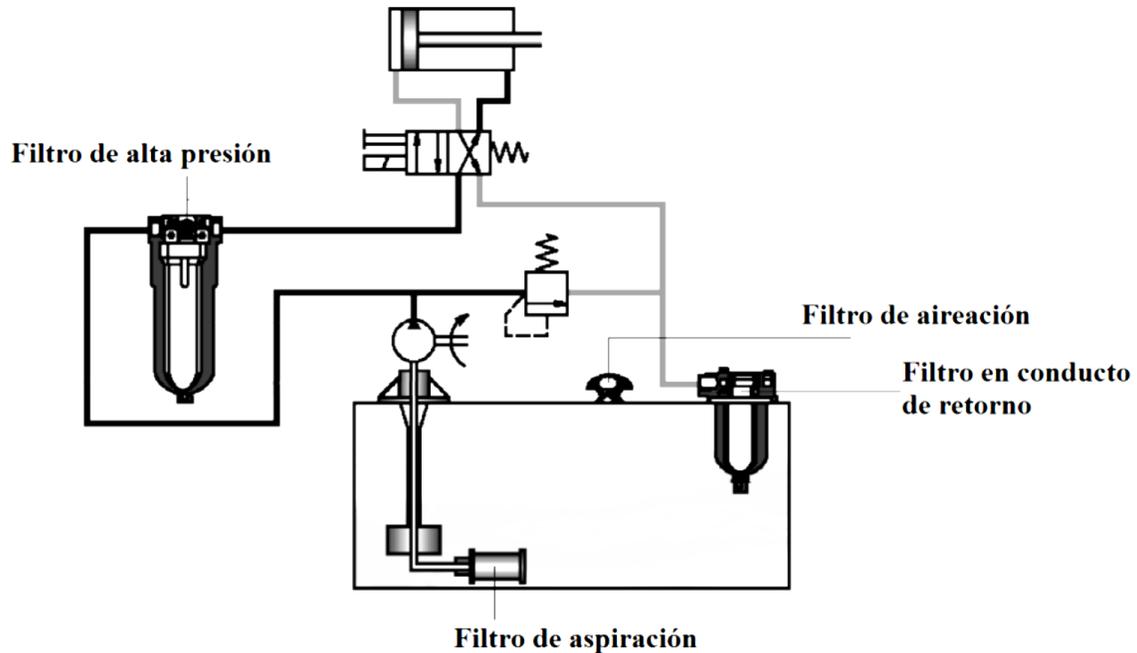


Fig. 1.27. Tipos de filtro dentro del sistema hidráulico [5].

En la Tabla 1.6 se presenta el funcionamiento de cada tipo de filtro, su símbolo y sus características.

Tabla 1.6. Tipos de filtros hidráulicos de acuerdo con la ubicación [5].

Tipo de filtro	Funcionamiento	Símbolo
Filtro de succión	Filtra partículas de mayor tamaño del tanque para evitar daños en la bomba, su mantenimiento debe ser exhaustivo	
Filtro de presión	Filtra partículas finas para evitar daños en los actuadores, de fácil mantenimiento y desmontaje	
Filtro de aireación	Permite al fluido estar a presión atmosférica y se lo ubica en el tapón de llenado del tanque	
Filtro de retorno	Ubicado en la tapa del tanque, dispone de una válvula antirretorno que se activa cuando el filtro tiene una suciedad determinada	

Para la selección de los filtros se debe tener en cuenta el grado de filtración, tal como se presenta en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7. Grado recomendado de filtración [8].

Dispositivos hidráulicos	Principio de filtración	Mantenimiento del filtro en el circuito	Filtro nominal, μm
Máquina de pistón axial	Filtro de flujo total	Línea de retorno o línea de presión, línea de baja presión	≤ 25
Bomba de engranajes, bomba de pistón, válvulas de presión, válvulas antirretornos, válvulas direccionales, cilindros	Filtro de flujo total	Línea de retorno, Línea de entrada	≤ 63
Motores hidráulicos velocidad media	Filtro de flujo total	Línea de retorno	≤ 25

1.8.6. VÁLVULAS

En la Fig. 1.28 se presentan los tipos de válvulas y se clasifican de la manera siguiente [5]:

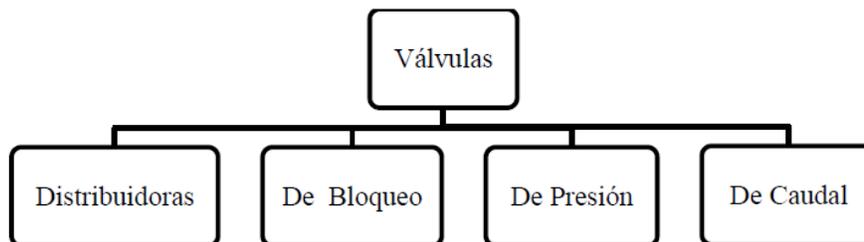


Fig. 1.28. Clasificación de las válvulas hidráulicas [5].

1.8.7. VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

Válvulas distribuidoras: En la Fig. 1.29 se aprecia las válvulas de corredera y de asiento. La función fundamental es el control de arranque, parada y sentido de marcha de los cilindros mediante el cambio de dirección del desplazamiento del fluido hidráulico. Existen dos tipos generales de válvulas distribuidoras como son: la de asiento y de corredera [5].

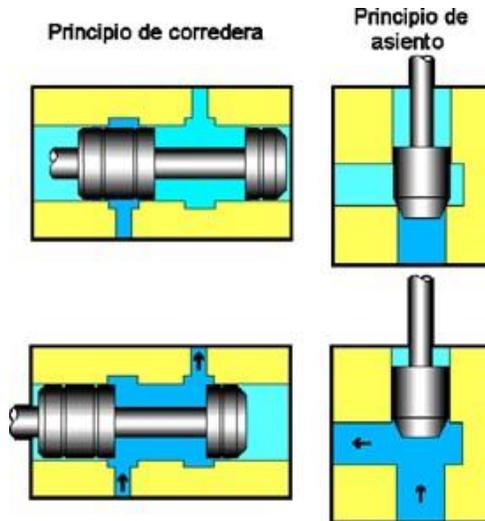


Fig. 1.29. Válvula distribuidoras de corredera y de asiento [5].

Las válvulas de asiento poseen un desplazamiento corto, necesitan mayor fuerza para accionarlas, permiten el trabajo con altas presiones, no permiten fugas del sistema, su mantenimiento es fácil y tienen larga duración de operación. El mando puede ser manual, mecánico, eléctrico.

Las válvulas de corredera son más sencillas y tienen un desplazamiento más largo que las de asiento, necesitan de menor fuerza para su accionamiento, pueden presentar fugas al sistema. El mando puede ser manual, mecánico o eléctrico. Dentro de las dos configuraciones de válvulas distribuidoras se presenta en la Tabla 1.8.

Tabla 1.8. Tipos de válvulas distribuidoras comunes.

Tipo de válvula	Funcionamiento	Símbolo
Válvula 2/2	Permite el paso en un sentido del fluido y es muy usado en cilindros de simple efecto	
Válvula 3/2	Permite el ingreso del fluido al pistón y retorno al tanque por una fuerza externa en el pistón, y es utilizada en elevadores hidráulicos	
Válvula 4/2	Permite el ingreso y retorno del fluido permitiendo llegar a sus dos posiciones máximas de trabajo, y es usada en pistones de maquinaria pesada	
Válvula 4/3	Permite accionar, detener invertir en cualquier punto el desplazamiento del embolo o el giro de un motor hidráulico.	

1.8.8. VÁLVULAS DE BLOQUEO

Su función radica en impedir la libre circulación del fluido hidráulico en cualquier dirección y dentro de ellas se encuentran válvulas antirretorno y antirretorno con apertura hidráulica. La Fig. 1.30 explica sobre las válvulas antirretorno que permiten la circulación del fluido en un sentido y bloqueo en el sentido contrario [5].

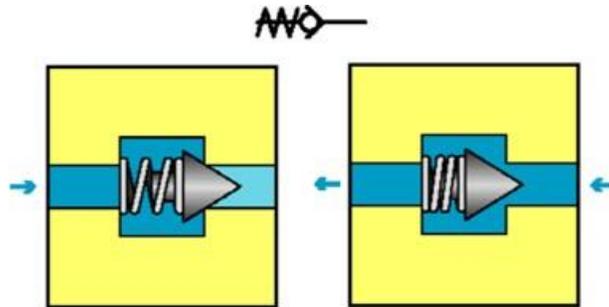


Fig. 1.30. Válvula antirretorno [5].

Las antirretorno con apertura hidráulica también facilitan la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario, pero se puede excluir este impedimento por medio de un pilotaje. Como se presenta en la Fig. 1.31 [5].

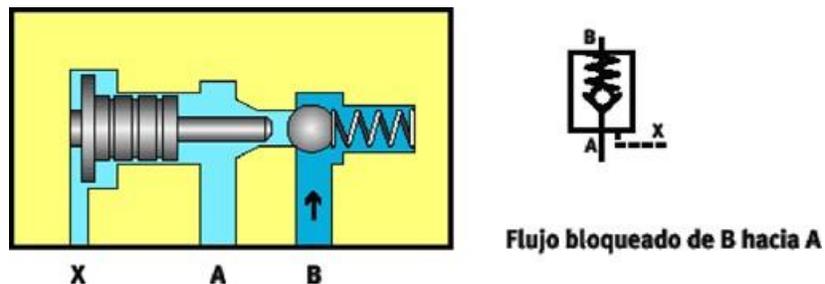


Fig. 1.31. Válvula antirretorno con apertura hidráulica [5].

1.8.9. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

En la Fig. 1.32 se presenta la válvula limitadora de presión. Esta válvula es considerada la más importante del sistema hidráulico debido a que su finalidad es brindar seguridad

Su función es limitar la presión de un circuito a un valor máximo que se puede tarar dentro de su rango de funcionamiento. Siempre se coloca una, inmediatamente aguas debajo de cada bomba de caudal constante. En las bombas de caudal variable la válvula limitadora forma parte de la propia bomba.

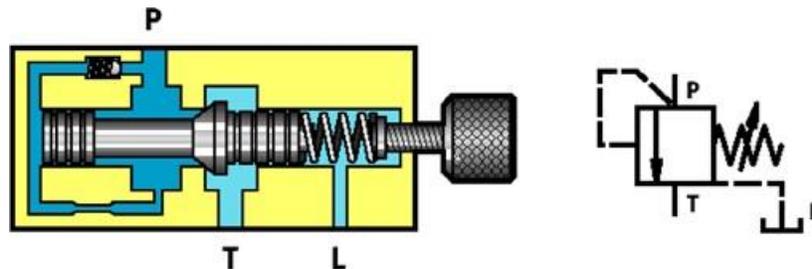


Fig. 1.32. Válvula limitadora de presión [5].

Es importante señalar que cuando el cilindro llega a uno de sus fines de carrera, la bomba sigue proporcionando aceite, y como consecuencia de ello se incrementa la presión del sistema y provocaría colapso en la red, es por esta razón que es relevante el uso de una válvula limitadora de presión [5].

1.8.10. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL

Las válvulas reguladoras de caudal Fig. 1.33, mantienen constante un caudal volumétrico, independientemente a los cambios de presiones en la entrada y salida de la válvula.

Las válvulas tienen por función regular la velocidad de un cilindro, esta velocidad es función del caudal que ingresa al cilindro y del área de éste, en otras palabras, es necesario regular el caudal de aceite para regular la velocidad del cilindro [5].

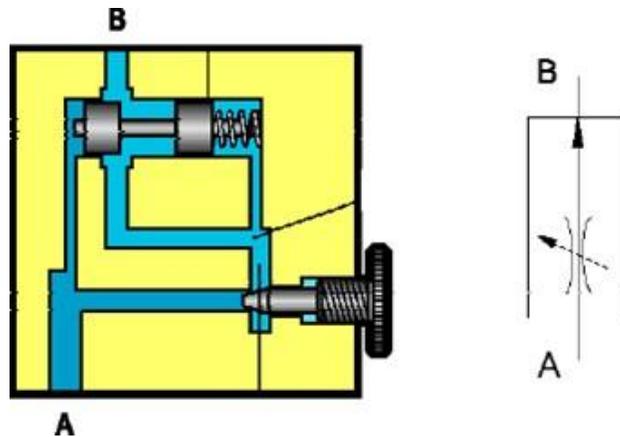


Fig. 1.33. Válvula reguladora de caudal [5].

1.9. TUBERÍAS

El diámetro se obtendrá adoptando una velocidad del flujo. En el caso de la tubería de aspiración la velocidad recomendada depende de la viscosidad del fluido, en la de descarga es función de la presión de trabajo y, por último, para la de retorno se recomienda un campo de velocidades. En la Tabla 1.9 se encuentran las velocidades recomendadas del fluido [5].

Tabla 1.9. Velocidades recomendadas para el fluido hidráulico [5].

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática, $\frac{mm^2}{s}$	Velocidad, $\frac{m}{s}$	Presión, bar	Velocidad, $\frac{m}{s}$	Velocidad, $\frac{m}{s}$
150	0.6	25	2.5 – 3	1.7 – 4.5
100	0.75	50	3.5 – 4	
50	1.2	100	4.5 – 5	
30	1.3	200	4 – 5	

1.9.1. PÉRDIDAS DE CARGA

La ecuación de Darcy-Weisbach es ampliamente usada en hidráulica y permite el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería llena. Esta fórmula permite la evaluación apropiada del efecto de cada uno de los factores que inciden en la

pérdida de energía en una tubería. Es una de las pocas expresiones que agrupan estos factores. La ventaja de esta fórmula es que se puede aplicar a todos los tipos de flujo hidráulico laminar, transicional y turbulento.

$$\Delta P = f \cdot \frac{1}{D_{tub}} \cdot \delta \cdot \frac{V_e^2}{2} \cdot L_{tu} \quad (1.12)$$

donde: ΔP es la pérdida de presión,

D_{tub} es el diámetro de la tubería,

V_e es la velocidad del fluido,

δ es la densidad del fluido,

f es el factor de fricción de Darcy, y

L_{tu} es la longitud de la tubería.

$$f = \frac{64}{R_e} \quad (1.13)$$

donde: f es el factor de Darcy, y

R_e es el número de Reynolds.

Para el cálculo del factor de fricción es importante conocer el número de Reynolds el cual es una cantidad adimensional que determina si el fluido es laminar, estable o turbulento.

$$R_e = \frac{V_e D_{tub}}{\nu} \quad (1.14)$$

donde: R_e es el número de Reynolds,

V_e es la velocidad del fluido,

D_{tub} es el diámetro de la tubería, y

ν es la viscosidad cinemática.

Se tiene rangos según número de Reynolds para clasificar al flujo como laminar, estable y turbulento:

$$\begin{aligned} R_e &\leq 2,000 && \text{Flujo laminar} \\ 2,000 &\leq R_e \leq 4,000 && \text{Flujo estable} \\ 4,000 &\leq R_e && \text{Flujo turbulento} \end{aligned}$$

1.10. DISEÑO ESTRUCTURAL

El diseño estructural tiene como objeto proporcionar soluciones que, por medio del aprovechamiento óptimo de los materiales, de las técnicas constructivas disponibles, y cumpliendo con las restricciones impuestas por los otros aspectos del proyecto, den lugar a un buen comportamiento de la estructura en condiciones normales de funcionamiento de la construcción y a una seguridad adecuada contra la ocurrencia de algún tipo de falla.

Para este fin será necesario presentar y analizar algunos conceptos fundamentales que giran alrededor del problema de la seguridad estructural. Aunque el tratamiento pueda parecer a algunos abstracto y conceptual se cree que es necesario que el proyectista tenga claros estos conceptos para ejercer juiciosamente su criterio al aplicar los procedimientos de diseño especificados por los códigos. Este juicio crítico debe derivar de la comprensión de la razón de ser y de las limitaciones de dichos procedimientos, así como de una apreciación, aunque sea aproximada de la justificación de los valores numéricos en ellos incluidos [9].

1.10.1. BASTIDOR DE LA MÁQUINA

El bastidor es la estructura de una máquina, es considerada como el armazón o esqueleto de esta, la cual tiene la finalidad de soportar en su exterior e interior mecanismos esenciales para el funcionamiento sin transmitir ningún movimiento. El bastidor es capaz de recibir cargas estáticas o dinámicas y transmitir las a sus apoyos,

donde se consigue el equilibrio estático de todo el sistema. Los componentes esenciales de un bastidor son las vigas, columnas, y placas.

En el diseño del bastidor, se debe tomar en cuenta ciertos parámetros técnicos importantes como:

- ✓ Rigidez,
- ✓ Resistencia,
- ✓ Peso,
- ✓ Aspecto y tamaño, y
- ✓ Costo de fabricación.

La rigidez de una estructura o bastidor es, con frecuencia, el factor determinante en el diseño, más que la resistencia. En esos casos, la resistencia del material, representada por su módulo de elasticidad, es el factor más importante [10].

1.10.2. VIGAS

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Estas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, estos son de tracción o de compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga está en la parte más alejada del eje neutro de la sección.

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (1.15)$$

donde: σ es el esfuerzo de flexión,

M es el momento de flexión,

I es la inercia del área transversal, y

c es la distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal

En la Fig. 1.34 se presenta la flexión en una viga apoyada en sus extremos. La magnitud del esfuerzo de flexión varía dentro del área transversal, desde el valor cero del eje neutro, hasta el esfuerzo de tracción a carga máxima en un lado del eje neutro, y hasta el esfuerzo de compresión en el lado contrario.

La distribución de los esfuerzos producidos en el corte transversal, los esfuerzos a tracción producidos en la viga son positivos cuando la deformación queda cóncava hacia arriba, y negativos cuando deformación queda cóncava hacia abajo.

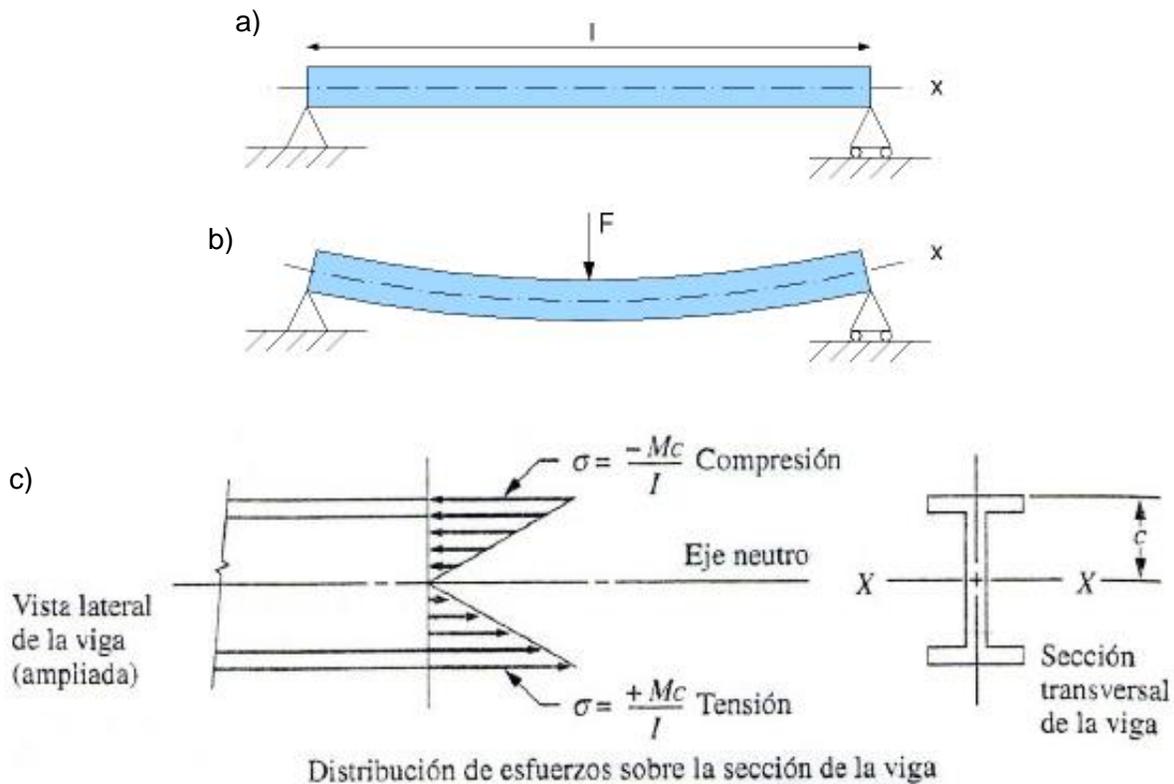


Fig. 1.34. Flexión en una viga: a) Viga apoyada en sus extremos; b) flexión en la viga por una fuerza; y c) distribución de los esfuerzos en el corte transversal [10].

Existen varias condiciones que forman parte para la deducción de la fórmula de esfuerzo a flexión, dentro de las más importantes se mencionan:

- ✓ La viga debe estar sometida a flexión pura y no deben presentar cargas axiales o torsión.
- ✓ La viga obedece a la ley de Hooke y tiene sección transversal constante.
- ✓ El módulo de elasticidad se aplica tanto en tracción y compresión de la sección.
- ✓ La viga no falla por pandeo.

Para facilidad del diseño es importante definir el término módulo de sección como:

$$S_y = \frac{I}{c} \quad (1.16)$$

donde: c es la distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección transversal,
 S_y es el módulo de sección de diseño, y
 I es la inercia del área transversal de la viga.

De donde la fórmula de esfuerzo a flexión se convierte en:

$$\sigma = \frac{M}{S_y} \quad (1.17)$$

donde: M es el momento de flexión de la viga, y
 S_y es el factor de diseño.

Ya que I y c son propiedades geométricas del área transversal de la viga, S_y también lo es. Entonces, en el diseño, se acostumbra a definir un esfuerzo de diseño σ_d , y se conoce el momento de flexión, se despeja S_y .

$$S_y = \frac{M}{\sigma_d} \quad (1.18)$$

donde: M es el momento de flexión en la viga, y
 σ_d es el esfuerzo de diseño.

El resultado del módulo de sección calculado determina las dimensiones de la viga necesaria en el diseño [10].

1.10.3. FACTOR DE DISEÑO PARA VIGAS

El esfuerzo admisible o de diseño se lo obtiene de la división del esfuerzo o límite de fluencia σ_y , y el factor de seguridad N .

El termino factor de diseño N , es una medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño que a veces se lo llama esfuerzo admisible o esfuerzo permisible [10].

$$\sigma_y = \frac{\sigma_y}{N} \quad (1.19)$$

donde: σ_y es el esfuerzo o límite de fluencia, y

N es factor de seguridad.

Dentro de los materiales de construcción existen materiales dúctiles y frágiles, y para cada caso existen recomendaciones sobre el factor de diseño. Como se aprecia en la Tabla 1.10 [10].

Tabla 1.10. Factores de diseño recomendados [10].

Materiales	Factor	Características
Dúctiles	1.25 – 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
	2.0 – 2.5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con confianza promedio en todos los datos de diseño.
	2.5 – 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
	4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.
Frágiles	3.0 – 4.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
	4.0 – 8.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

1.10.4. DEFLEXIÓN EN VIGAS

Las cargas aplicadas en las vigas también producen deflexión o desplazamiento en dirección perpendicular al eje neutro, la viga se deforma ligeramente en el lugar más crítico a lo largo de la longitud. Pero al igual que se someten restricciones de diseño en los esfuerzos de flexión que está sometida la viga, también se recomienda estimar limitaciones a las deflexiones.

Las deflexiones de las vigas se limitan generalmente a ciertos valores máximos. Algunas de las buenas razones para limitar las deflexiones son las siguientes:

- ✓ Las deflexiones excesivas pueden dañar los materiales unidos o soportados por las vigas consideradas.
- ✓ La apariencia de la estructura se afecta por deflexiones excesivas.
- ✓ Las deflexiones excesivas no inspiran confianza en las personas que utilizan una estructura, aunque exista una completa seguridad desde el punto de vista de la resistencia.
- ✓ Puede ser que diferentes vigas que soporten la misma carga tengan las mismas deflexiones.

Existen varias normas aplicables al diseño a deflexión, indicando tablas con valores máximos de deflexión de acuerdo con la situación a la que esté sometida la viga. Los cuales se encuentran en la Tabla 1.11 [11].

Tabla 1.11. Valores máximos de deflexiones recomendadas [11].

Tipo de elemento	Valores límites w_{activa}
Cubiertas (accesibles solo para mantenimiento)	L/250
Cubiertas accesibles (con carácter general)	L/300
Vigas y forjados (en ausencia de elementos frágiles susceptibles de deterioro)	L/300
Vigas y forjados soportando tabiques ordinarios o solados rígidos con junta.	L/400
Vigas y forjados soportando elementos frágiles, tabiques, cerramientos o solados rígidos.	L/500
Vigas soportando pilares.	L/500
Vigas soportando muros de fábricas.	L/1,000

1.10.5. COLUMNAS

Las columnas se consideran cómo la parte más importante dentro de una estructura, debido a que soporta y equilibra el peso de toda la máquina de tal manera que permite el correcto funcionamiento en conjunto.

Una columna estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. Entonces si no se reduce la carga la columna colapsará [10].

La tendencia de una columna a que se pandea depende de la sección transversal, la longitud y de la forma de fijación en sus extremos. De donde se tiene la Ec. 1.20, así:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (1.20)$$

donde: r es el radio de giro menor,

I es la inercia con respecto al eje para que sea menor, y

A es el área de la sección A

En la Fig. 1.35 se presenta el pandeo que existe en una viga sometida a una fuerza

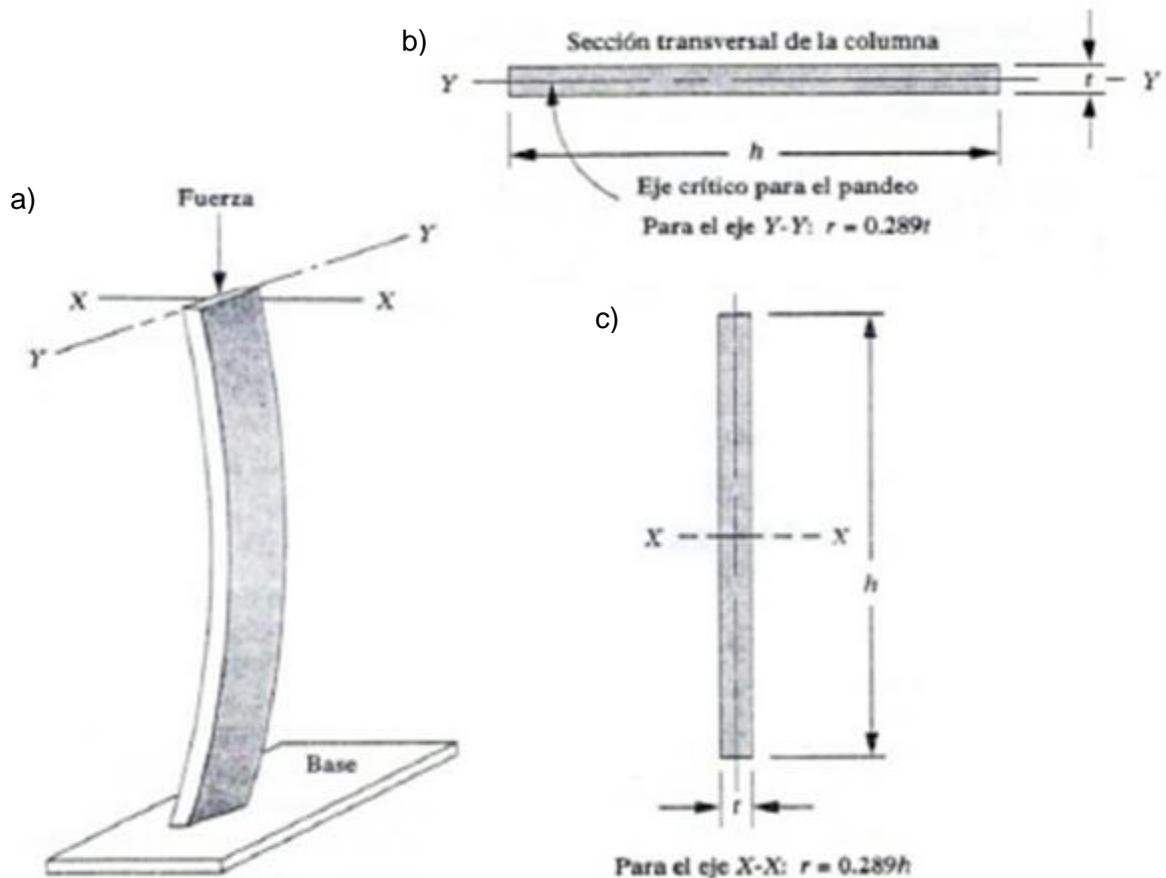


Fig. 1.35. Pandeo de una columna: a) Isométrico del pandeo; b) pandeo en eje Y-Y; y c) pandeo en eje X-X [10].

La columna tiene mayor facilidad de pandeo respecto al eje que menor radio de giro e inercia posee. La longitud efectiva de una columna se definió como la distancia entre dos puntos nulo de una columna, o sea, la distancia entre sus puntos de inflexión [11].

$$L_e = K \cdot L_c \quad (1.21)$$

donde: L_e es la longitud efectiva,

L_c es la longitud real de la columna, y

K es la constante de fijación de los extremos.

La Fig. 1.36 determina los coeficientes de pandeo de acuerdo con el tipo de sujeción.

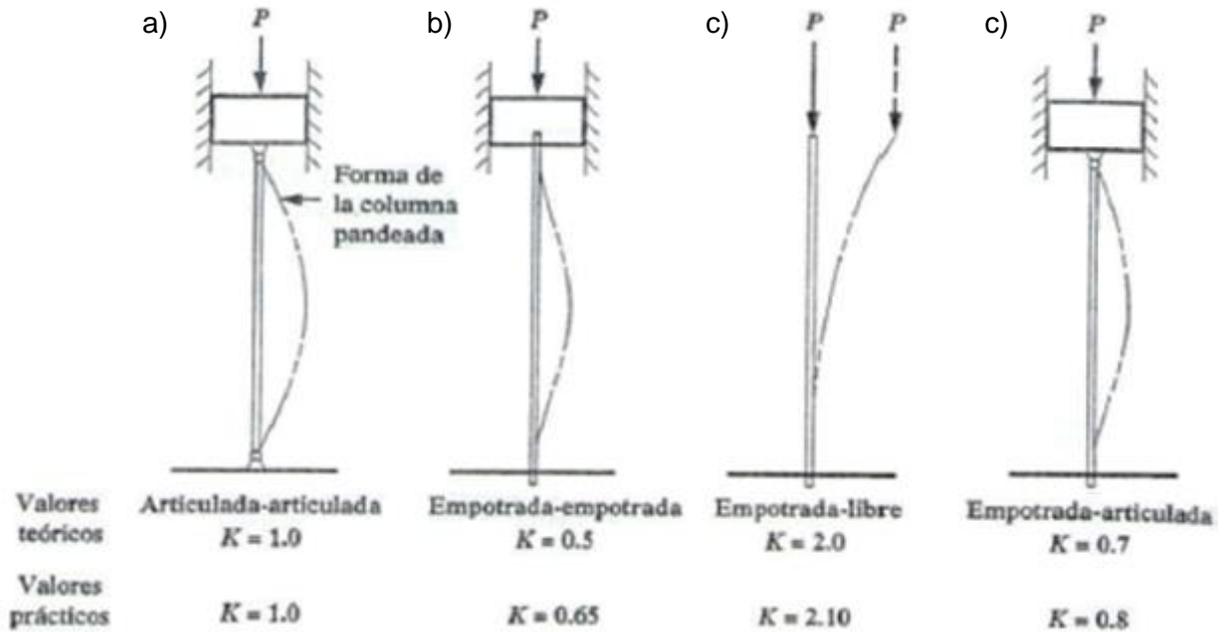


Fig. 1.36. Coeficientes de pandeo: a) Columna articulada-articulada; b) columna empotrada-empotrada; c) columna empotrada-libre y; d) empotrada-articulada [10].

La relación de esbeltez (λ) se considera como la relación de la longitud efectiva y el radio de giro.

$$\lambda = \frac{K \cdot L_e}{r} \quad (1.22)$$

donde: K es el coeficiente de pandeo,

L_e es longitud efectiva en la columna, y

r el radio de giro.

Dentro del diseño de una columna, es importante definir si ese elemento se lo considera columna larga o columna corta. Si la columna es larga se utiliza el método de Euler, y si la columna es corta se utiliza el método de Johnson. Es por esta razón que es importante realizar una comparación entre la relación de esbeltez y la relación de esbeltez de transición o constante de columna, de donde se tiene:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y}} \quad (1.23)$$

donde: C_c es la constante de columna,
 E es el módulo de elasticidad, y
 σ_y es el esfuerzo de fluencia del material.

1.10.6. FACTOR DE DISEÑO DE COLUMNAS

El análisis del diseño de las columnas mediante el uso de factor de seguridad garantiza que una columna sea segura, evitando que la carga sea menor a la denominada carga crítica de pandeo.

En vez de aplicar el factor de diseño al esfuerzo de fluencia o la resistencia a carga máxima del material, se aplicará a la carga crítica. Para las aplicaciones típicas en el diseño de máquinas, se empleará un factor de diseño de 3. Para columnas con cargas estacionarias con cargas y extremos empotrados bien conocidos se podrá emplear un factor menor, tal como 2 [10].

$$F_c = F_a \cdot N \quad (1.24)$$

donde: F_c es la carga crítica de pandeo,
 F_a es la carga admisible o de diseño, y
 N es el factor de seguridad.

Para el cálculo de la sección necesaria en las columnas de la máquina se usará el método de Euler, la cual menciona lo siguiente:

$$F_c = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(K \cdot Le)^2} \quad (1.25)$$

donde: F_c es la carga crítica de pandeo,

E es el módulo de elasticidad del material,
 I es el momento de inercia,
 K es una constante, y
 L_e es la longitud efectiva en la columna.

Para fines de cálculo y selección de una sección de un material para una columna, la ecuación de Euler queda en función de la inercia y se reemplaza la fuerza crítica, se tiene:

$$I = \frac{N \cdot F_c \cdot (K \cdot L_e)^2}{\pi^2 \cdot E} \quad (1.26)$$

donde: N es el factor de seguridad,
 F_c es la carga crítica de pandeo,
 E es el módulo de elasticidad del material,
 I es el momento de inercia,
 K es una constante, y
 L_e es la longitud efectiva en la columna.

1.11. SOLDADURAS

La unión de partes en una máquina por medio de soldadura se considera un proceso rápido y económico con respecto a otros procesos como el roblonado o empernado, debido a que los elementos unidos permanecen fijos sin opción a desmontarlos, tal como se logra mediante uniones con pernos. Dentro de los procesos de soldadura, existen varios tipos, pero por facilidad de estudio en el presente proyecto se utilizará el proceso de soldadura eléctrica.

La soldadura eléctrica utiliza una fuente de calor termoeléctrica, este calor de fusión se obtiene mediante el arco voltaico entre la pieza y el material de aportación llamado también electrodo. Como se presenta en la Fig. 1.37. El arco eléctrico es una descarga eléctrica entre los dos polos de diferente potencia dentro del circuito, como

consecuencia la carga eléctrica calienta las puntas de contacto provocando dicha fusión de material.

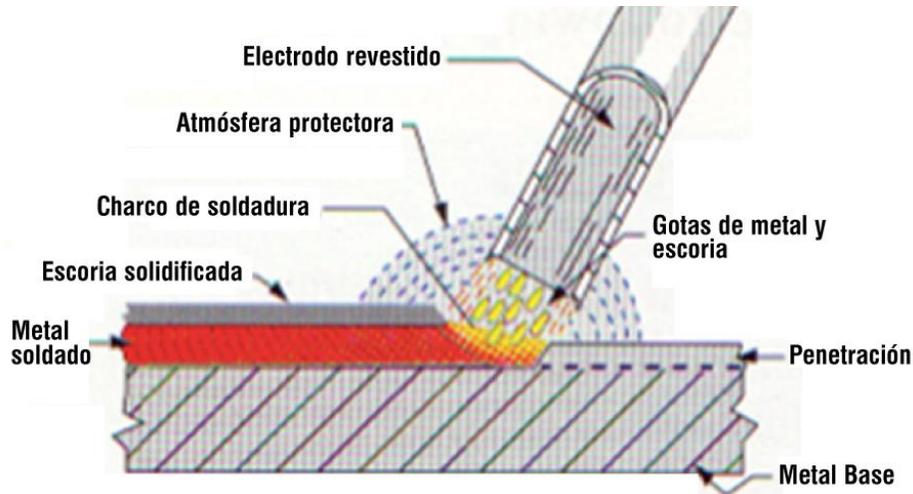


Fig. 1.37. Proceso de soldadura por arco eléctrico.

1.11.1. TIPOS DE JUNTAS

Existen varios tipos de juntas y van de acuerdo con la necesidad que presente la unión de los diferentes elementos a unir, tal como se presenta en la Fig. 1.38.

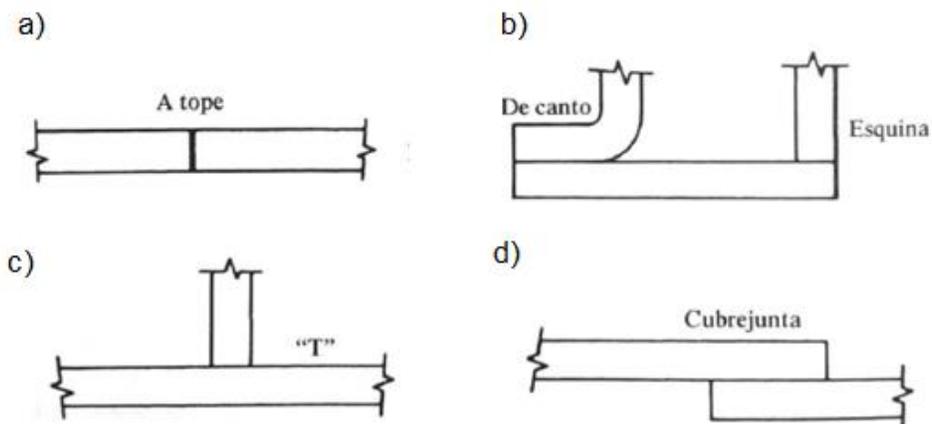


Fig. 1.38. Tipos de juntas soldadas: a) A tope; b) de canto y esquina; c) en T; y d) cubrejunta.

En el diseño de uniones soldadas es necesario considerar la forma de aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y en los elementos que van a unir, y la geometría de la junta misma. La carga puede estar distribuida sobre la soldadura, de tal forma que todas sus partes tengan el mismo esfuerzo, o bien se puede aplicar excéntricamente.

En la Tabla 1.12 Los materiales del electrodo o el cordón y los elementos sometidos a soldadura determinan los esfuerzos admisibles para el diseño.

Tabla 1.12. Resistencias y esfuerzos cortantes admisibles en la soldadura.

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión, MPa (ksi)	Resistencia a la fluencia, MPa (ksi)	Esfuerzo cortante admisible, MPa (ksi)
E60XX	427 (62)	345 (50)	124 (18)
E70XX	482 (70)	393 (57)	145 (21)
E80XX	551 (80)	462 (67)	165 (24)
E90XX	620 (90)	531 (77)	186 (27)
E100XX	689 (100)	600 (87)	207 (30)
E120XX	827 (120)	737 (107)	228 (33)

1.11.2. CORDÓN DE SOLDADURA

El cordón de soldadura está determinado por la longitud del cordón l , y la garganta de la soldadura h .

$$h = 0.707 \cdot t \quad (1.27)$$

donde: h es la garganta de soldadura, y

t es el espesor del material a soldar.

El tamaño de la soldadura y su geometría radican en triángulos rectángulos de catetos iguales, la dimensión del cateto del cordón es el tamaño de la soldadura, tal como se presenta en la Fig. 1.39 [14].

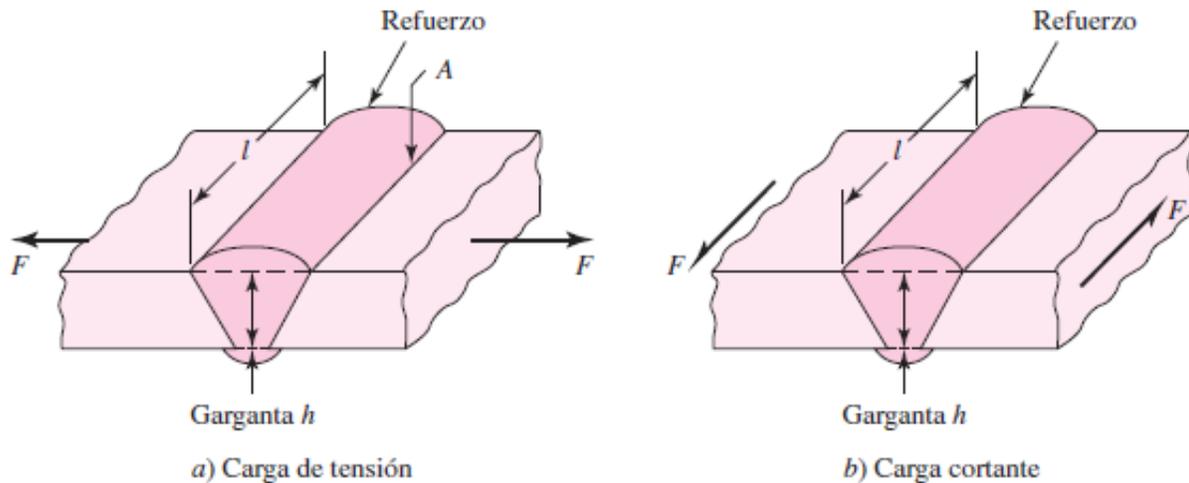


Fig. 1.39. Soldadura de cordón: a) Carga a tensión; y b) carga a cortante [14].

Existen tablas de tamaños mínimos de cordón recomendados para diferentes espesores de placas, tal como en la Tabla 1.13.

Tabla 1.13. Tamaños mínimos de cordón [10].

Espesor de la placa, pulg	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán, pulg
$\leq 1/2$	$3/16$
$> 1/2 - 3/4$	$1/4$
$> 3/4 - 1.5$	$5/16$
$> 1.5 - 2.25$	$3/8$
$> 2.25 - 6$	$1/2$
> 6	$5/8$

La soldadura puede estar sometida a:

- ✓ Tracción o compresión directa,
- ✓ Cortante vertical directo,
- ✓ Flexión, y
- ✓ Torsión.

La soldadura sometida a flexión, como por ejemplo una viga en voladizo con una carga excéntrica a cierta distancia, experimenta un esfuerzo cortante primario, como resultado una reacción cortante V y un momento de reacción M , de donde se tiene:

$$\tau' = \frac{v}{A} \quad (1.28)$$

donde: τ' es el esfuerzo cortante primario,

v es la fuerza cortante, y

A es el área total de la garganta de la soldadura.

El momento genera una componente de esfuerzo cortante horizontal en la soldadura, lo cual es importante también analizar un segundo momento de área I .

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad (1.29)$$

donde: h = garganta, y

I_u es el momento de inercia unitaria de soldadura.

También se presenta en la soldadura un segundo esfuerzo cortante nominal en la garganta, de donde se tiene:

$$\tau'' = \frac{M \cdot c}{I} \quad (1.30)$$

donde: M es el momento ejercido por la fuerza a cierta distancia,

I es el segundo momento de inercia, y

c es la distancia del eje neutro al extremo de la soldadura.

Finalmente se combinan los dos esfuerzos cortantes primario y secundario para obtener el esfuerzo en la soldadura, y se tiene:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (1.31)$$

donde: τ es el esfuerzo en la soldadura.

1.12. DISEÑO DEL TANQUE HIDRÁULICO

Dentro de la industria existe variedad de tanques de almacenamiento, y la utilidad depende de algunos factores como, por ejemplo: la sustancia a almacenar, la formas del recipiente, los materiales de construcción, si están sometidos a presión o simplemente tanques abiertos sometidos a la presión atmosférica. Como se presenta en la Fig. 1.40 [10].

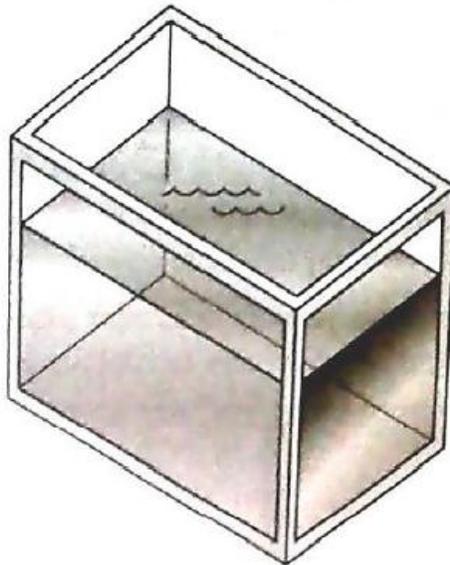


Fig. 1.40 Recipiente para un fluido [10].

En el caso de tanque de almacenamiento hidráulico, se trata de un recipiente rectangular sometido a presión atmosférica, es decir dispone de un desfogue de aire para evitar variaciones de presión si aumenta o disminuye la cantidad de líquido del recipiente.

El fluido tiende a efectuar presión en todas las paredes del recipiente, tratando de girarlas o romperlas, pero dicha presión varía desde cero en la superficie del líquido, hasta la máxima presión el fondo del recipiente, es decir a mayor profundidad mayor presión.

La Fig. 1.41 se presenta cómo se distribuye la presión del líquido sobre la pared y la distancia a la que encuentra la fuerza resultante, usando la Ec. 1.2, por lo tanto, se obtiene:

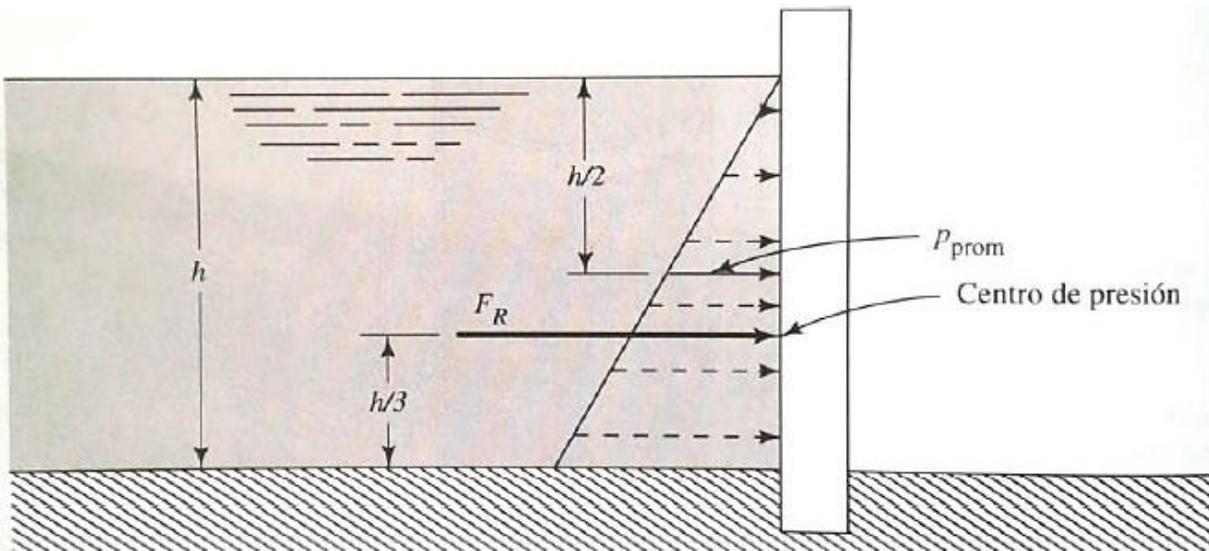


Fig. 1.41. Presión sobre la pared de un recipiente [10].

$$P = \delta \cdot g \cdot h_a \quad (1.32)$$

Donde la presión está en función de la densidad del líquido, la constante de gravedad, altura de la pared cubierta por el líquido.

Se procede a sustituir la presión en Ec. 1.2:

$$F = \delta \cdot g \cdot h_a \cdot A \quad (1.33)$$

donde: F es la fuerza del líquido ejerce en el recipiente,
 δ es la densidad del líquido,
 g es la gravedad,
 h_a es la altura de pared cubierta por el líquido, y
 A es el área de la pared.

2. DISEÑO HIDRÁULICO Y ESTRUCTURAL

Este capítulo se enfoca en el diseño hidráulico y estructural, lo cual conlleva a que todos los elementos que se van a usar cumplan satisfactoriamente las cargas aplicadas y los esfuerzos generados en el proceso, en la Fig. 2.1 se observa un diseño de la parte estructural y componentes hidráulicos.

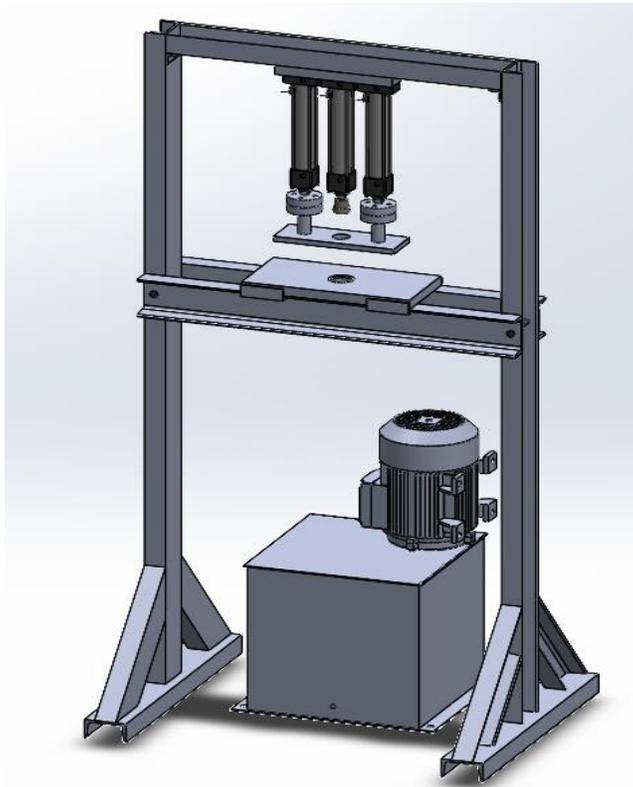


Fig. 2.1. Diseño estructural e hidráulico de la máquina.

2.1. FUERZA TOTAL REQUERIDA PARA LA EMBUTICIÓN

La fuerza de embutido varía a través del movimiento hacia abajo del punzón, alcanzando usualmente su valor máximo a una tercera parte de la longitud de la carrera, para ello se necesita conocer las variables involucradas en la velocidad de embutición; en la Fig. 2.2 se plantea como actúa la fuerza de embutición en el disco a desarrollar [2].

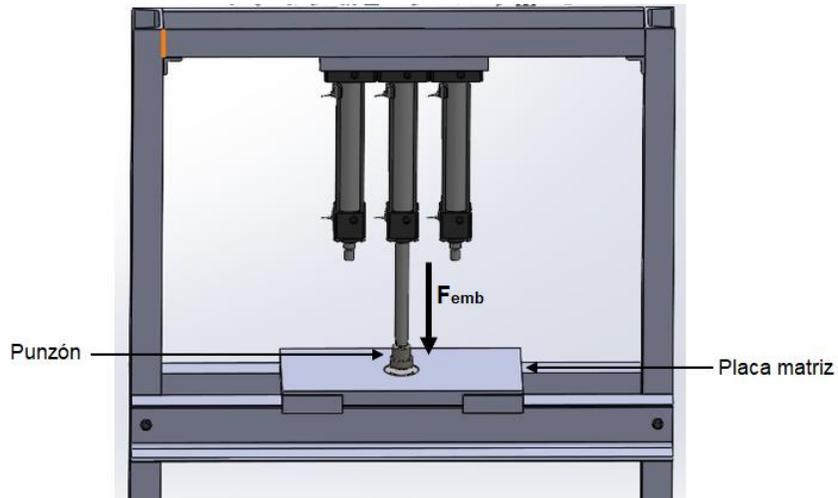


Fig. 2.2. Fuerza de embutición del punzón.

2.1.1. MODELO DE LA EMBUTICIÓN

Para el análisis de embutición se tomó de modelo un vaso cilíndrico para vela ornamental. El modelo por utilizar está representado en la Fig. 2.3 [12].

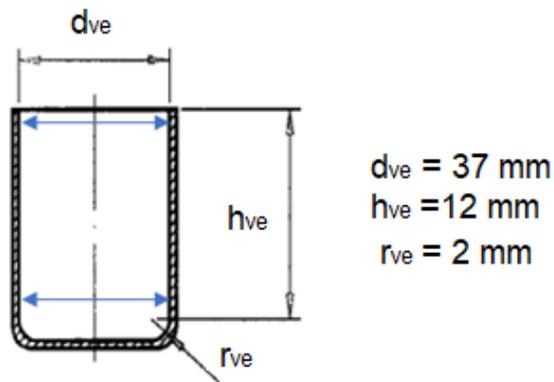


Fig. 2.3. Embutido cilindro con bordes.

2.1.2. CÁLCULO DEL DESARROLLO DEL DISCO A EMBUTIR

Este procedimiento permite que las dimensiones del disco desarrollado empleen la menor cantidad de material, todo esto mediante fórmula para figuras geométricas, así

para este caso se aplicará la Ec. 2.1, según la Teoría de la embutición usando las dimensiones de la Fig. 2.3.

$$D_{dis} = \sqrt{d_{ve}^2 + 4 \cdot d_{ve} \cdot h_{ve} - r_{ve}} \quad (2.1)$$

donde: D_{dis} es el diámetro del disco desarrollado en mm,

d_{ve} es el diámetro para desarrollar en mm,

h_{ve} es la altura del modelo en mm, y

r_{ve} es el radio de redondeo del modelo en mm.

Sustituyendo en la Ec. 2.1 para el cálculo del diámetro a desarrollar, se obtiene:

$$D_{dis} = \sqrt{37^2 + 4(37)(12) - 2}$$

$$D_{dis} = 56.06 \text{ mm}$$

Para estos cálculos se usa un $D_{dis} = 56 \text{ mm}$.

2.1.3. RELACIÓN DE NÚMERO DE PASADAS

Rossi, en su libro Estampado en frío de la Chapa presenta una Tabla donde se puede consultar rápidamente si un disco de diámetro D_{dis} se puede embutir hasta una pieza de diámetro d y una profundidad h en un solo paso, mediante las relaciones d/D_{dis} o h/d y en función del material trabajado. En la Tabla 2.1 se presentan los valores de interés [4]:

Para el cálculo se utiliza la relación para la chapa de aluminio de este proyecto a partir de la Ec. 2.2.

$$u = \frac{h_{ve}}{d_{ve}} \quad (2.2)$$

donde: u es la relación de pasada,

h_{ve} es la altura del modelo en mm, y

d_{ve} es el diámetro para desarrollar en mm,

Tabla 2.1. Relaciones de embutido para piezas cilíndricas huecas obtenida de discos [4].

Material	Primera pasada		Pasadas siguientes
	$\frac{d}{D_{dis}} = u$	$\frac{h}{d}$	$\frac{d_1}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_3}{d_2}$
Chapa de acero de embutir	0.60 - 0.65	0.34 - 0.44	0.80
Chapa de acero para embutidos profundos	0.55 - 0.60	0.44 - 0.57	0.75 - 0.80
Chapa para carrocería	0.52 - 0.58	0.49 - 0.67	0.75 - 0.80
Chapa de acero inoxidable	0.50 - 0.55	0.57 - 0.75	0.80 - 0.85
Chapa de aluminio dulce	0.53 - 0.60	0.44 - 0.65	0.80
Chapa de aviación recocida	0.60 - 0.70	0.25 - 0.44	0.90
Chapa de cobre	0.55 - 0.60	0.44 - 0.57	0.85
Chapa de latón	0.50 - 0.55	0.57 - 0.75	0.75 - 0.80
Chapa de cinc	0.65 - 0.70	0.25 - 0.34	0.85 - 0.90

Empleando el sujetador rígido de las relaciones de embutido d/D_{dis} se deben aumentar del 5 al 10% y las relaciones h/d disminuye en el mismo porcentaje.

Sustituyendo en la Ec. 2.2 se obtiene la relación del número de pasadas para la embutición se obtiene:

$$u = \frac{12 \text{ mm}}{37 \text{ mm}}$$

$$u = 0.32$$

Se presenta que el valor obtenido está por debajo de los establecidos en la Tabla 2.1, por lo tanto, las dimensiones definidas para la pieza si se pueden embutir en una sola pasada [4].

2.1.4. RAZÓN MÁXIMA DE DEFORMACIÓN

La razón máxima de deformación para formas cilíndricas establece una relación entre el radio del disco inicial R_0 y el radio del punzón R_i que es la máxima a embutir sin producir errores. Marciniak, Duncan y Hu (2002), utilizaron el criterio del fallo de Tresca

que establece un valor máximo para dicha relación, la cual se expresa mediante la Ec. 2.2.

$$\frac{R_o}{R_i} = 2.72 \quad (2.3)$$

donde: R_i es el radio del punzón, y

R_o es el radio del disco a desarrollar.

Para este caso R_o es igual a 28 mm obtenido de dividir D_{dis} entre 2 y R_i es igual a 18.5 mm que es su equivalente de dividir el diámetro del modelo d_{ve} entre 2, por lo cual sustituyendo en la Ec. 2.3 se obtiene:

$$\frac{28 \text{ mm}}{18.5 \text{ mm}} = 1.51$$

Para este trabajo la relación de máxima deformación está por debajo del criterio de máxima deformación del fallo de Tresca por lo que las dimensiones de la Fig. 2.1 son correctos.

2.1.5. CÁLCULO DEL JUEGO DE EMBUTICIÓN

Por juego de embutición j_{emb} se entiende como la separación entre el punzón y el aro de embutición o matriz para evitar defectos en la pieza. Un juego aceptable experimentalmente está entre 1.1 y 1.4 veces el espesor de la chapa. Se puede comprobar el juego de embutición a través de una ecuación, la cual es empírica y está dada con respecto al tipo de material a embutir, en este caso se tiene la Ec. 2.4 para chapa de aluminio blanda [12]:

$$j_{emb} = t + 0.02 a \sqrt{10 t} \quad (2.4)$$

donde: j_{emb} es el juego de embutición,

t es el espesor de la chapa, el cual es igual a 0.64 mm, y

a es una constante para chapas blandas, la cual es igual a 1.8.

Sustituyendo en la Ec. 2.4 se obtiene el juego de la embutición, así se tiene que:

$$j_{emb} = 0.64 + 0.02(1.8)\sqrt{10(0.64)}$$

$$j_{emb} = 0.73 \text{ mm}$$

En la figura 2.4 se observa el juego de embutición que se debe tener entre el punzón y la matriz en el proceso de embutido.

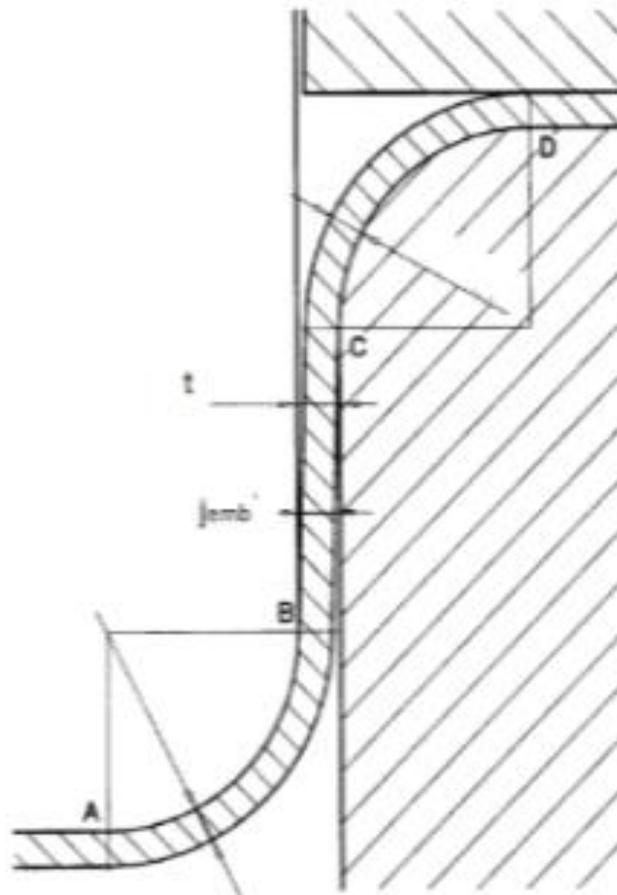


Fig. 2.4. Juego de embutición entre el punzón y la matriz.

2.1.6. VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN

Por velocidad de embutición se entiende la velocidad que tiene el carro de la prensa en el instante de entrar el punzón en contacto con el material; es decir, cuando empieza el proceso de embutición.

En este caso se está usando una chapa de aluminio, por lo tanto, la velocidad de embutición será la recomendada para piezas cilíndricas presentada en la Tabla 1.2, la cual es de 150 mm/s.

2.1.7. LUBRICACIÓN DURANTE EL EMBUTIDO

Según el material que se trabaje el lubricante puede ser de varias clases. Para embuticiones poco profundas de aluminio se recomienda usar aceite graso sulfurado, soluble en aceite lubricante o aceite mineral, (CC-2 o DO-6A) [4].

2.1.8. FUERZA DE EMBUTICIÓN

Para el cálculo de la fuerza de embutición en el punzón posterior a definir el modelo, el material de la chapa metálica y sus dimensiones se procede al cálculo de dicha fuerza por medio de la Ec. 2.5 y en la Fig. 1.17 se observa la aplicación de la fuerza de embutición en el proceso:

$$F_{emb} = \pi \cdot D_p \cdot t \cdot S_{m\acute{a}x} \cdot \left(\frac{D_b}{D_p} - 0.7 \right) \quad (2.5)$$

donde: F_{emb} es la fuerza de embutición en N,

D_p es el diámetro del punzón en mm,

t es el espesor del disco a embutir en mm,

D_{dis} es el diámetro de disco a utilizar en mm, y

$S_{m\acute{a}x}$ es la resistencia a carga máxima en MPa.

Sustituyendo valores en la Ec. 2.5, se obtiene:

$$F_{emb} = \pi \cdot (37 \text{ mm}) \cdot 0.64 \text{ mm} \cdot 380 \text{ MPa} \cdot \left(\frac{56 \text{ mm}}{37 \text{ mm}} - 0.7 \right)$$
$$F_{emb} = 10,888.01 \text{ N} \approx 10,900 \text{ N}$$

2.1.9. FUERZA DEL PRENSA CHAPA

La fuerza de sujeci3n es un factor importante en la operaci3n del embutido. Como una primera aproximaci3n, la presi3n de sujeci3n se puede fijar en un valor de 0.015 del esfuerzo de fluencia de la lámina de metal. Este valor se multiplica por la porci3n del área de la forma inicial que será sostenida por el sujetador; en forma de ecuaci3n se tiene representado la fuerza de sujeci3n en la Ec. 2.6 [2].

$$F_h = 0.015 \cdot \sigma_y \cdot \pi \cdot \left[D_b^2 - (D_p + 2.2 \cdot t + 2 \cdot R_d)^2 \right] \quad (2.6)$$

donde: F_h es la fuerza del prensa chapa en N,

D_p es el diámetro del punz3n en mm,

t es el espesor del disco a embutir en mm,

D_{dis} es el diámetro de disco a desarrollar en mm,

σ_y es el esfuerzo de fluencia en MPa, y

R_d es el radio de matriz en mm.

Sustituyendo valores en la Ec. 2.6, se obtiene:

$$F_h = 0.015 \cdot 120 \cdot \pi \cdot \left[(56)^2 - (37 + 2.2 \cdot (0.64) + 2 \cdot 2.2)^2 \right]$$
$$F_h = 7559.90 \text{ N} \approx 7,600 \text{ N}$$

En la Fig. 2.5 se observa la aplicación de la fuerza de sujeción de los cilindros hidráulicos al disco a desarrollar por medio de un prensa chapa.

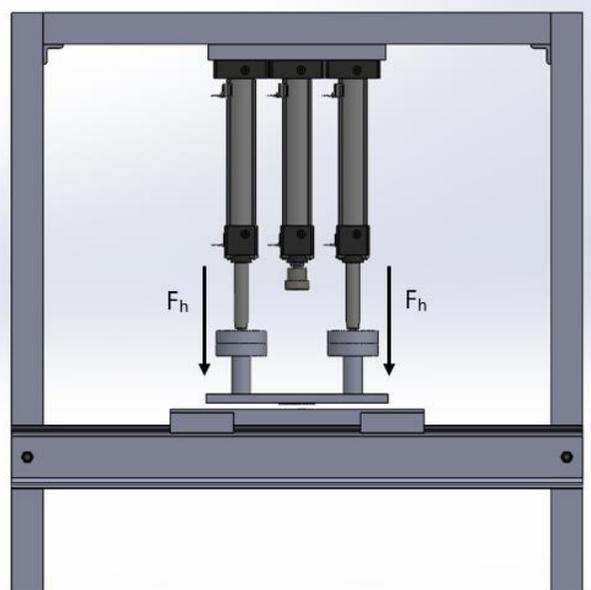


Fig. 2.5. Fuerza de la prensa chapa aplicada al disco a desarrollar.

2.1.10. RADIO DE ENTALLE DE LA MATRIZ

El radio de entalle debe ser cuidadosamente estudiado y su valor oscilara entre 3 y 8 veces el espesor t de la chapa. También se puede calcular por medio de la Ec. 2.7.

$$R_d = 0.8\sqrt{(D_{dis} - d_m)t} \quad (2.7)$$

donde: R_d es el radio de entalle de la matriz en mm,

t es el espesor del disco a embutir en mm,

D_{dis} es el diámetro de disco a desarrollar en mm, y

d_m es el diámetro de la matriz en mm obtenida de la suma del diámetro del modelo a embutir más la suma del juego de embutición.

Sustituyendo valores en la Ec. 2.7, se obtiene:

$$R_d = 0.8\sqrt{(56 \text{ mm} - 37.73 \text{ mm})0.64 \text{ mm}}$$

$$R_d = 2.73 \cong 2.7 \text{ mm}$$

En la Fig. 2.6 se observa donde está ubicado el radio de entalle de la matriz para que la pieza tenga un proceso de embutido adecuado.

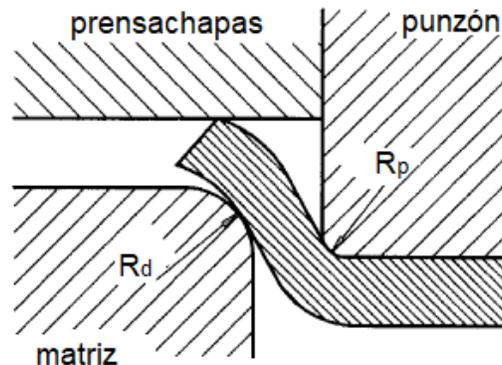


Fig. 2.6. Radio de entalle de la matriz y radio de entalle del punzón.

2.1.11. RADIO DE ENTALLE DEL PUNZÓN

En cuanto al radio de entalle del punzón se debe adaptar progresivamente a la forma del recipiente embutido, pero en todo caso, no conviene que sea inferior al espesor t de la chapa, se recomienda que el valor sea de 3 a 5 veces el espesor, por medio de la ecuación 2.8 se calcula en un valor de 5 veces el espesor:

$$R_p = 5 \cdot t \tag{2.8}$$

donde: R_p es el radio de entalle del punzón en mm, y t es el espesor de la chapa.

Sustituyendo valores en Ec. 2.8 se tiene:

$$R_p = 5 (0.64 \text{ mm})$$

$$R_p = 3.2 \text{ mm}$$

El radio de entalle del punzón se observa en la Fig. 2.6.

2.2. DISEÑO HIDRÁULICO

En la Fig. 2.7 se presenta el esquema hidráulico de la máquina para el diseño de la máquina embutidora.

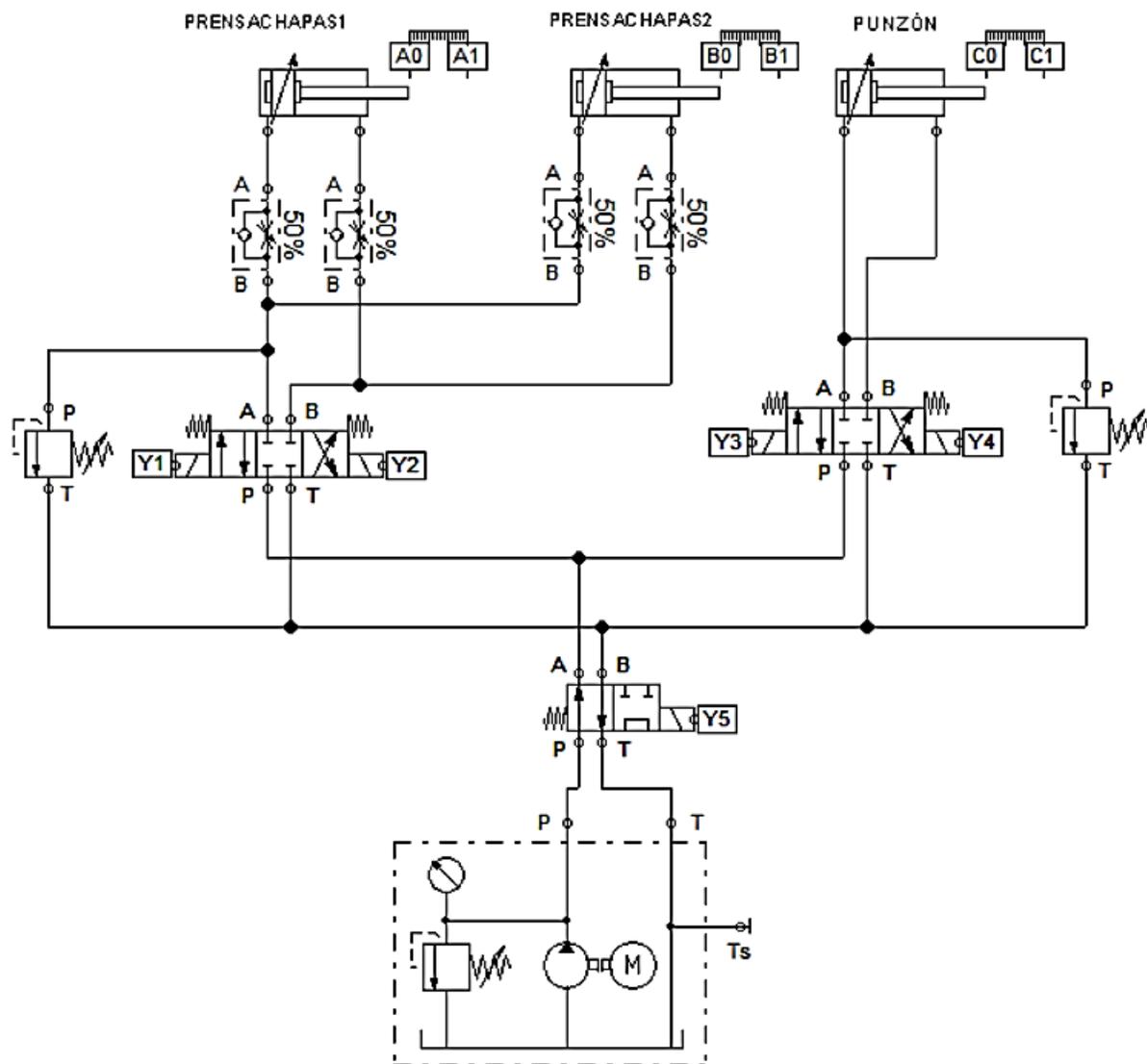


Fig. 2.7. Esquema hidráulico de la embutidora.

2.2.1. CÁLCULO DEL CILINDRO PRINCIPAL

El cilindro podrá embutir con una carga máxima de 10,900 N con una carrera de 200 mm y la fuerza total que deberá superar el cilindro para que se empiece a desplazar su vástago se calcula mediante la Ec. 2.9, así:

$$F_t = \frac{F_{emb}}{\eta_h} \quad (2.9)$$

donde: F_t es la fuerza total en el cilindro,
 F_{emb} es la fuerza de embutición, y
 η_h es el rendimiento hidráulico.

Dado que $F_{emb} = 10,900$ N, el rendimiento hidráulico se suele situar entre 0.8 y 0.9, así se toma 0.9. Así, sustituyendo en la Ec. 2.9, se obtiene:

$$F_t = \frac{10,900}{0.9} = 12,111.11N$$

Por otra parte:

$$F_t = P_1 A = P_1 \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \quad (2.10)$$

donde: D_e es diámetro del émbolo del cilindro,
 A es el área de la cámara del cilindro,
 P_1 la presión en la cámara circular del cilindro, y
 F_t la fuerza total.

Luego:

$$D_e \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot P_1}} \quad (2.11)$$

donde: D_e es el diámetro del embolo del cilindro hidráulico,

F_t es la fuerza total para el desplazamiento del vástago, y

P_1 es la presión nominal en el cilindro.

Sustituyendo en la Ec. 2.11, queda:

$$D_e = \sqrt{\frac{4(12,111.11)}{\pi(100 \times 10^5)}} = 39.28 \text{ mm}$$

Con lo cual el diámetro del cilindro comercial más próximo sería D_e igual a 40 mm y la carrera L igual a 200 mm según catálogo.

Para la elección del diámetro del vástago se tiene la opción según catalogo d_v es igual a 22 mm. Para elegir el más adecuado hay que tener en cuenta el posible pandeo. Para el cálculo a pandeo del vástago se ha de elegir previamente su fijación. Se adopta la fijación con brida trasera por lo que de Fig. 1.24 se elige la opción de un extremo articulado y otro empotrado con lo que el factor de corrección K es igual a $\frac{1}{\sqrt{2}}$.

De esta forma se tiene de la Ec. 1.9 que:

$$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}} = \frac{200 \text{ mm}}{\sqrt{2}} = 141.42 \text{ mm}$$

El cálculo del pandeo se realiza mediante la expresión de Euler Ecs. 1.7 y 1.10, con lo cual se obtiene:

$$F_P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{L_p^2 \cdot F_P}{\pi^2 \cdot E}$$

De la Ec. 1.8, se calcula la fuerza de pandeo:

$$F_p = (12,111.11 \text{ N})(3) = 36333.33 \text{ N}$$

De la Ec. 1.10 y con los datos a continuación se tiene:

$$E = 2.05 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$L_P = 0.141 \text{ m}$$

$$\text{Luego: } I = \frac{(36333.33)(0.141^2)}{\pi^2(2.05 \times 10^{11})} = 3.57 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

Se sabe según las Ecs. 1.10 y 1.11:

$$I = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64} \rightarrow d_v = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}}$$
$$3.57 \times 10^{-10} \text{ m}^4 = \frac{\pi d_v^4}{64} \rightarrow d_v = \sqrt[4]{\frac{64(3.57 \times 10^{-10} \text{ m}^4)}{\pi}} = 9.23 \text{ mm}$$

De donde se obtiene un diámetro de vástago d_v igual a 9.23 mm. Por lo que se adopta el vástago según catalogo en la cual no resulte que se pandee, por lo tanto, el diámetro d_v será igual a 22 mm.

Así pues, este cilindro tendrá las siguientes características: D_e igual a 40 mm; d_v igual a 22 mm; L igual a 200 mm, con brida trasera como se presenta en Fig. 2.8.

Luego de la Ec. 1.3 se calcula las áreas del cilindro principal:

Área circular:

$$A_{\text{circular}} = \frac{\pi D_e^2}{4} = \frac{\pi (4 \text{ cm})^2}{4} = 12.56 \text{ cm}^2 = 0.001256 \text{ m}^2$$

Área Anular:

$$A_{\text{anular}} = \frac{(\pi)(D_e^2 - d_v^2)}{4} = \frac{(\pi)((4 \text{ cm})^2 - (2.2 \text{ cm})^2)}{4} = 8.765 \text{ cm}^2$$

Presión del embolo de la Ec. 1.2:

$$P = (12111.11 \text{ N}) / (0.001256 \text{ m}^2) = 9\,642,604.38 \text{ Pa} \approx 96.43 \text{ bar}$$

Por lo que el cilindro seleccionado con presión nominal en el embolo de 100 bar cumple con las condiciones requeridas.

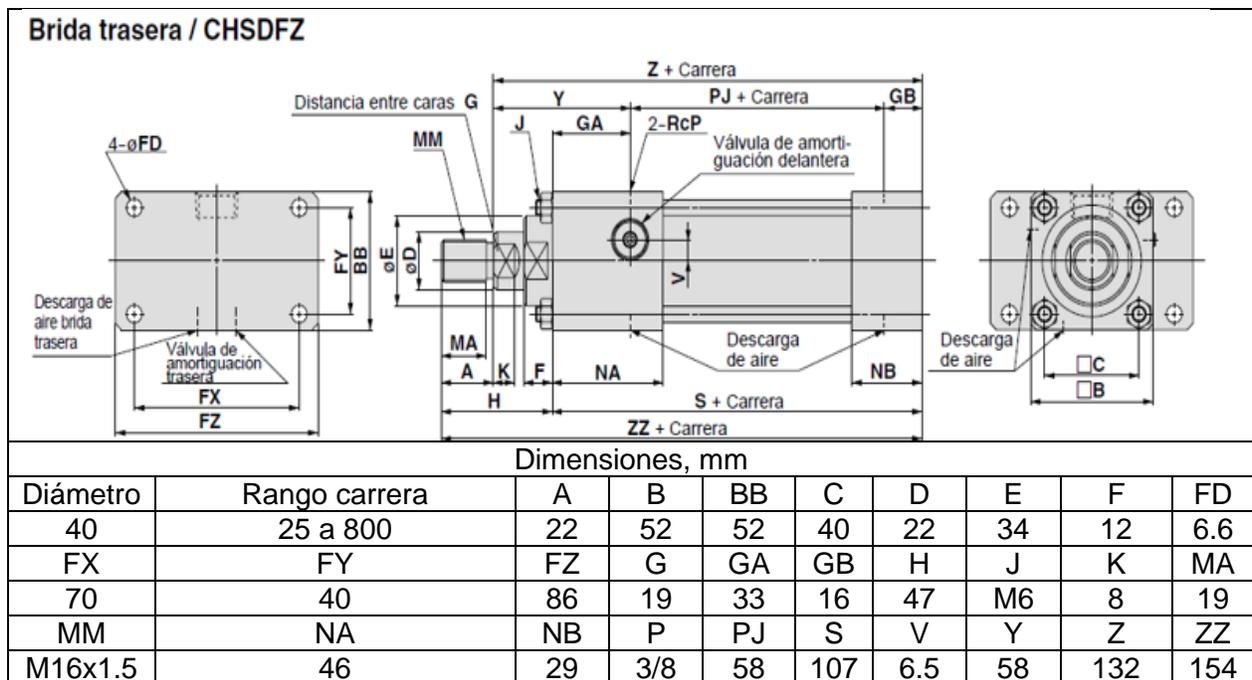


Fig. 2.8. Especificaciones según catalogo cilindros hidráulicos CHSD.

2.2.2. CÁLCULO DE LOS CAUDALES DEL CILINDRO PRINCIPAL

Para este caso la velocidad de avance para el acero dulce será de 150 mm/s (15 cm/s) y usando la Ec. 1.4 se obtiene.

Caudal del cilindro:

$$Q_c = V \cdot A_{\text{cicular}}$$

$$Q_c = (15 \text{ cm/s}) (12.566 \text{ cm}^2)$$

$$Q_c = 188.41 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q_c = 11.30 \text{ L/min}$$

Caudal anular:

$$Q_a = V \cdot A_{\text{anular}}$$

$$Q_a = (15 \text{ cm/s}) (8.765 \text{ cm}^2)$$

$$Q_a = 131.47 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q_a = 7.88 \text{ L/min}$$

2.2.3. CÁLCULO DE LOS CILINDROS DEL PRENSA CHAPA

Con respecto al prensa chapa la fuerza necesaria es de 7,600 N, la cual se divide en dos debido a que se utilizarán dos cilindros, así para cada uno la fuerza será de 3,800 N

Para un cilindro: La fuerza total que deberá superar el cilindro para que se empiece a desplazar su vástago se debe calcular mediante la Ec. 2.9. En este caso F_h es igual a 3,800 N, para el rendimiento hidráulico se toma 0.9. Así, sustituyendo en la Ec. 2.9, se obtiene:

$$F_t = \frac{3,800 \text{ N}}{0.9} = 4,222.22 \text{ N}$$

Por otra parte, de la Ec. 2.10:

$$F_t = P_1 \cdot A = P_1 \frac{\pi D_e^2}{4}$$

donde: F_t es la fuerza total en el cilindro,

A es el área en la cámara del cilindro,

D_e es el diámetro del émbolo del cilindro, y

P_1 es la presión nominal en la cámara circular del cilindro que en este caso se usará 100 bar.

Luego con Ec. 2.11 se calcula el diámetro del embolo en el cilindro:

$$D_e \geq \sqrt{\frac{4 F_t}{\pi P}}$$

$$\text{Sustituyendo datos: } D = \sqrt{\frac{4(4222.22 \text{ N})}{\pi(100 \times 10^5 \text{ Pa})}} = 27.72 \text{ mm}$$

El cilindro comercial más próximo que se ajusta a esas condiciones es D_e igual a 40 mm y L igual a 200 mm. Para la elección del diámetro del vástago se tiene la opción de d_v igual a 22 mm

Para elegir el más adecuado hay que tener en cuenta el posible pandeo. Para el cálculo a pandeo del vástago se ha de elegir previamente su fijación. Se adopta la fijación con brida trasera por lo que de Fig. 1.24 se elige la opción de un extremo articulado y otro empotrado con lo que el factor de corrección K es igual a $\frac{1}{\sqrt{2}}$.

De esta forma de la Ec. 1.9 se tiene que:

$$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}} = \frac{200 \text{ mm}}{\sqrt{2}} = 141.42 \text{ mm}$$

El cálculo del pandeo se realiza mediante la expresión de Euler de las Ecs. 1.7 y 1.10:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{L_p^2 \cdot F_p}{\pi^2 \cdot E}$$

De la Ec. 1.8, se calcula la fuerza de pandeo:

$$F_p = (7.24 \text{ N})(3) = 12666.67 \text{ N}$$

Sustituyendo en Ec. 1.10 con los valores siguientes se tiene:

$$E = 2.05 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$L_p = 0.141 \text{ m}$$

$$I = \frac{(12666.67 \text{ N})((0.141 \text{ m})^2)}{\pi^2(2.05 \times 10^{11} \text{ Pa})} = 1.245 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

Luego según la Ec. 1.10 y 1.11:

$$I = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64} \rightarrow d_v = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}}$$

$$1.245 \times 10^{-10} m^4 = \frac{\pi d^4}{64} \rightarrow d_v = \sqrt[4]{\frac{64(1.245 \times 10^{-10} m^4)}{\pi}}$$

De donde se obtiene un diámetro de vástago de d_v igual a 7.09 mm. Por lo que se adopta el vástago de 22 mm de diámetro sin riesgo de pandeo.

Así pues, este cilindro tendrá las siguientes características: D_e igual a 40 mm; d_v igual a 22 mm; L igual a 200 mm tal como se presenta en la Fig. 2.9.

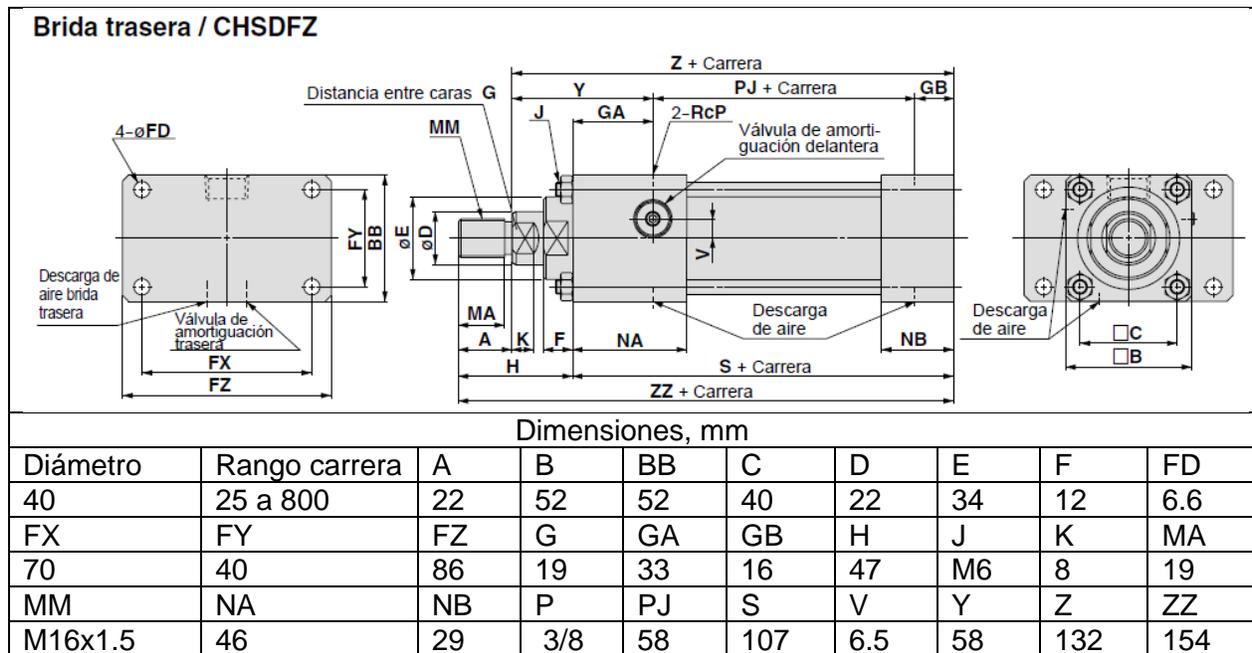


Fig. 2.9. Especificaciones según catalogo cilindros hidráulicos CHSD.

Luego de la Ec. 1.3 se calcula las áreas del cilindro del prensa chapa:

Área circular:

$$A_{\text{circular}} = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} = \frac{(\pi)(4 \text{ cm})^2}{4} = 12.566 \text{ cm}^2 = 0.001256 \text{ m}^2$$

Área Anular:

$$A_{\text{nular}} = \frac{(D_e^2 - d_v^2)\pi}{4} = \frac{(\pi)((4 \text{ cm})^2 - (2.2 \text{ cm})^2)}{4} = 8.76 \text{ cm}^2$$

Presión del embolo usando la Ec. 1.2:

$$P = (4222.22 \text{ N}) / (0.001256 \text{ m}^2) = 3361641.89 \text{ Pa} \approx 33.62 \text{ bar}$$

Con este dato se comprobó que las dimensiones del cilindro hidráulico están en el rango adecuado de funcionamiento para este caso ya que para el prensa chapa se ha fijado en una presión nominal de 100 bar.

2.2.4. CÁLCULO DE LOS CAUDALES DEL CILINDRO DEL PRENSA CHAPA

Se establece la velocidad de avance para el prensa chapa en 3 cm/s

$$\text{Caudal del cilindro: } Q_c = V \cdot A_{\text{circular}} = (3 \text{ cm/s}) (12.566 \text{ cm}^2)$$

$$Q_c = 37.698 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q_c = 2.26 \text{ L/min}$$

$$\text{Caudal anular: } Q_a = V \cdot A_{\text{nular}} = (3 \text{ cm/s}) (8.76 \text{ cm}^2)$$

$$Q_a = 26.28 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q_a = 1.58 \text{ L/min}$$

2.2.5. TUBERÍAS

Para las tuberías hidráulicas se necesita calcular el diámetro en el cual no fallen debido a la presión usada en el sistema, para ello se calculan los diámetros de las tuberías de presión, de retorno y de aspiración combinando las Ecs. 1.3 y 1.4 de la cual se despeja el diámetro:

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_e}} \quad (2.12)$$

donde: D_{tub} es el diámetro de las tuberías,
 Q es el caudal, y
 V_e es la velocidad del fluido.

Se sustituye con los datos correspondientes en Ec. 2.12 para cada una de las tuberías de presión, de retorno y aspiración.

Datos tubería de presión:

$Q_c = 188.49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$; y

$V_e = 4.5 \text{ m/s}$ de Tabla 1.9, velocidades recomendadas del fluido.

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4 \left(188.49 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \right)}{\pi \left(4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}} = 0.00730 \text{ m}$$

$$D_{tub} = 7.30 \text{ mm}$$

Datos tubería de retorno:

$Q_a = 131.0 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$; y

$V_e = 4.5 \text{ m/s}$ de Tabla 1.9, velocidades recomendadas del fluido

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4 \left(131.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \right)}{\pi \left(4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}} = 0.00609 \text{ m}$$

$$D_{tub} = 6.10 \text{ mm}$$

Datos tubería de aspiración:

$$Q_c = 188.49 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}; \text{ y}$$

$V_e = 1.2 \text{ m/s}$ de Tabla 1.9 Velocidades recomendadas del fluido

$$D_{tub} = \sqrt{\frac{4 \left(188.49 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \right)}{\pi \left(1.2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}} = 0.01414 \text{ m}$$

$$D_{tub} = 14.14 \text{ mm}$$

Luego del cálculo de los diámetros de las tuberías se procede a seleccionar los diámetros comerciales disponibles de las Tablas 2.2 y 2.3.

Tabla 2.2. Tuberías de media presión para uso hidráulico.

Número	Diámetro interno de manguera			Diámetro exterior	Presión de trabajo	
	DN	pulg	mm	mm	MPa	psi
100R1AT-3	4	3/16	4.7	10.4	34.5	5,100
100R1AT-4	6	1/4	6.3	13.4	34.5	5,000
100R1AT-5	8	5/16	7.9	15	29.3	4,250
100R1AT-6	10	3/8	9.5	17.4	27.5	4,000
100R1AT-8	12	1/2	12.7	20.7	24	3,500
100R1AT-10	16	5/8	15.9	23.8	19	2,750
100R1AT-12	20	3/4	19	27.8	15.5	2,250
100R1AT-16	25	1	25.4	35.8	13.8	2,000

De la Tabla 2.2 para tuberías de uso hidráulico de media presión se selecciona la tubería de presión y la tubería de aspiración y de Tabla 2.3 se selecciona la tubería de retorno:

- Tubería de presión: 100R1AT-5, $D_{tub} = 7.9 \text{ mm}$
- Tubería de aspiración: 100R1AT-10, $D_{tub} = 15.9 \text{ mm}$

- Tubería de retorno: R3-4 $D_{tub} = 6.3$ mm.

Tabla 2.3. Tuberías de media presión para uso de retornos hidráulicos, líneas de combustible y aceites lubricantes.

Número	Diámetro interno manguera		Diámetro exterior	Presión de trabajo	
	mm	pulg	mm	MPa	psi
R3-4	6.3	1/4	14	8.6	1,250
R3-6	10	3/8	19	7.8	1,125
R3-8	12.5	1/2	23	6.9	1,000
R3-12	19	3/4	32	5.2	750
R3-16	25	1	38	3.9	565

2.3. PÉRDIDAS DE CARGA

Se emplea para su cálculo la expresión de Darcy - Weisbach Ec. 1.12. Posterior a conocer los diámetros recomendados de tubería con las velocidades recomendadas de fluidos en la Tabla 1.9 se procede a calcular las velocidades reales en la tubería de presión y en la tubería de retorno, despejando la velocidad en Ec. 2.12;

$$V_e = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{tub}^2} \quad (2.13)$$

donde: V_e es la velocidad del fluido,

Q es caudal, y

D_{tub} es el diámetro de la tubería.

Se sustituye con los datos correspondientes en Ec. 2.13 para cada una de las velocidades del fluido en la tubería de presión y de retorno.

Datos para velocidad en tubería de presión:

$$Q_c = 188.49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}; \text{ y}$$

$$D_{tub} = 0.0079 \text{ m}$$

$$V_e = \frac{4(188.49 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi((0.0079 \text{ m})^2)} = 3.85 \text{ m/s}$$

Datos para velocidad en tubería de retorno:

$$Q_a = 131.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}; \text{ y}$$

$$D_{tub} = 0.0063 \text{ m}$$

$$V_e = \frac{4(131.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s})}{(\pi(0.0063 \text{ m})^2)} = 4.22 \text{ m/s}$$

Luego f depende del número de Reynolds y/o de la rugosidad relativa en la ecuación de Darcy – Weisbach por lo que se procede a calcular para el aceite el número de Reynolds en la entrada y salida del cilindro.

Se sustituye los datos correspondientes en Ec. 1.14 para el cálculo del número de Reynolds.

Datos para el aceite en la entrada del cilindro:

$$V_e = 3.85 \text{ m/s};$$

$$D_{tub} = 0.0079 \text{ m}; \text{ y}$$

$$\nu = 46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$R_e = \frac{(3.85 \text{ m/s})(0.0079 \text{ m})}{46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 661.19$$

Datos para el aceite en la salida del cilindro:

$$V_e = 4.22 \text{ m/s};$$

$$D_{tub} = 0.0063 \text{ m}; \text{ y}$$

$$\nu = 46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$R_e = \frac{(4.22 \text{ m/s})(0.0063 \text{ m})}{46 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 577.95$$

Como $Re < 2,000$ en ambos casos que representa un flujo laminar entonces de la Ec. 1.13 se obtiene el valor de la fricción de Darcy para la entrada y la salida.

$$f_{entrada} = \frac{64}{661.19} = 0.10$$

$$f_{salida} = \frac{64}{577.95} = 0.11$$

Posterior a haber calculado, los diámetros de las tuberías, las velocidades del aceite, los número de Reynolds, los valores de fricción de Darcy, cada uno en la entrada y salida del cilindro y conociendo la densidad del aceite se procede a calcular las pérdidas de carga por metro de tubería.

Sustituyendo los valores correspondientes en entrada y salida en Ec. 1.12 para la pérdida de carga se tiene.

Datos en entrada de la tubería:

$$f_{entrada} = 0.10,$$

$$D_{tub} = 0.0079 \text{ m},$$

$$\delta = 878 \text{ kg/m}^3,$$

$$V_e = 3.85 \text{ m/s, y}$$

$$L_{tu} = 2 \text{ m, valor estimado que se usara en el sistema hidráulico.}$$

$$\Delta P_{entrada} = (0.10) \left(\frac{1}{0.0079 \text{ m}} \right) (878 \text{ kg/m}^3) \frac{(3.85 \text{ m/s})^2}{2} (2 \text{ m})$$

$$\Delta P_{entrada} = 159270.45 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{entrada} = 1.59 \text{ bar}$$

Datos en salida de la tubería:

$$f_{entrada} = 0.11,$$

$$D_{tub} = 0.0063 \text{ m},$$

$$\delta = 878 \text{ kg/m}^3,$$

$$V_e = 4.22 \text{ m/s, y}$$

$L_{tu} = 2$ m, valor estimado que se usara en el sistema hidráulico.

$$\Delta P_{salida} = (0.11) \left(\frac{1}{0.0063 \text{ m}} \right) (878 \text{ kg/m}^3) \frac{(4.22 \text{ m/s})^2}{2} (2 \text{ m})$$

$$\Delta P_{salida} = 274679.08 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{salida} = 2.75 \text{ bar}$$

Para calcular las pérdidas de carga en los diferentes elementos de sistema hidráulico se debe seleccionar la bomba para conocer la cilindrada con la que se va a trabajar.

Cilindrada:

$$C_i = \frac{Q}{rpm} \quad (2.14)$$

donde: C_i es la cilindrada, y

Q es el caudal.

Luego se selecciona un valor de 1500 rpm para el giro del caudal calculado en el cilindro principal:

$$C_i = \frac{11.3094 \frac{L}{min}}{1500 \text{ rpm}} \left| \frac{1,000 \text{ cm}^3}{1L} \right. = 7.54 \frac{\text{cm}^3}{rev}$$

Con este valor se entra a la Tabla 2.4 se presenta las características de la bomba de engranajes y sus características de trabajo:

De Tabla 2.4 se elige la bomba ALP2BK7-12 con un caudal de 11.8 L/min a 1500 rev/min.

Con la bomba seleccionada se tiene un caudal de 11.8 L/min, luego se procede a calcular las pérdidas de carga en la válvula distribuidora la cual se presenta en la Fig. 2.10.

Tabla 2.4. Características de bombas de engranajes.

Tipo	Cilindrada, cm ³ /rev	Caudal a 1500 rev/min, L/min	Presión máxima			Velocidad máxima, rpm	Dimensiones		
			P1, bar	P2, bar	P3, bar		L, mm	M, mm	D, mm
ALP2BK7-D-6	4.5	6.4	250	270	290	4,000	37.3	91	15
ALP2BK7-D-9	6.4	9.1	250	270	290	4,000	38.5	94	15
ALP2BK7-D-10	7	10	250	270	290	4,000	44.8	95	15
ALP2BK7-D-12	8.3	11.8	250	270	290	4,000	45.8	97	15
ALP2BK7-D-13	9.6	13.7	250	270	290	4,000	40.6	99	20
ALP2BK7-D-16	11.5	16.4	230	250	270	4,000	45	102	20
ALP2BK7-D-20	14.1	20.1	230	250	270	4,000	45	106	20
ALP2BK7-D-22	16	22.8	210	225	240	4,000	45	109	20
ALP2BK7-D-25	17.9	25.5	210	225	240	4,000	53.3	112	20
ALP2BK7-D-30	21.1	30.1	180	195	210	3,400	45	117	20

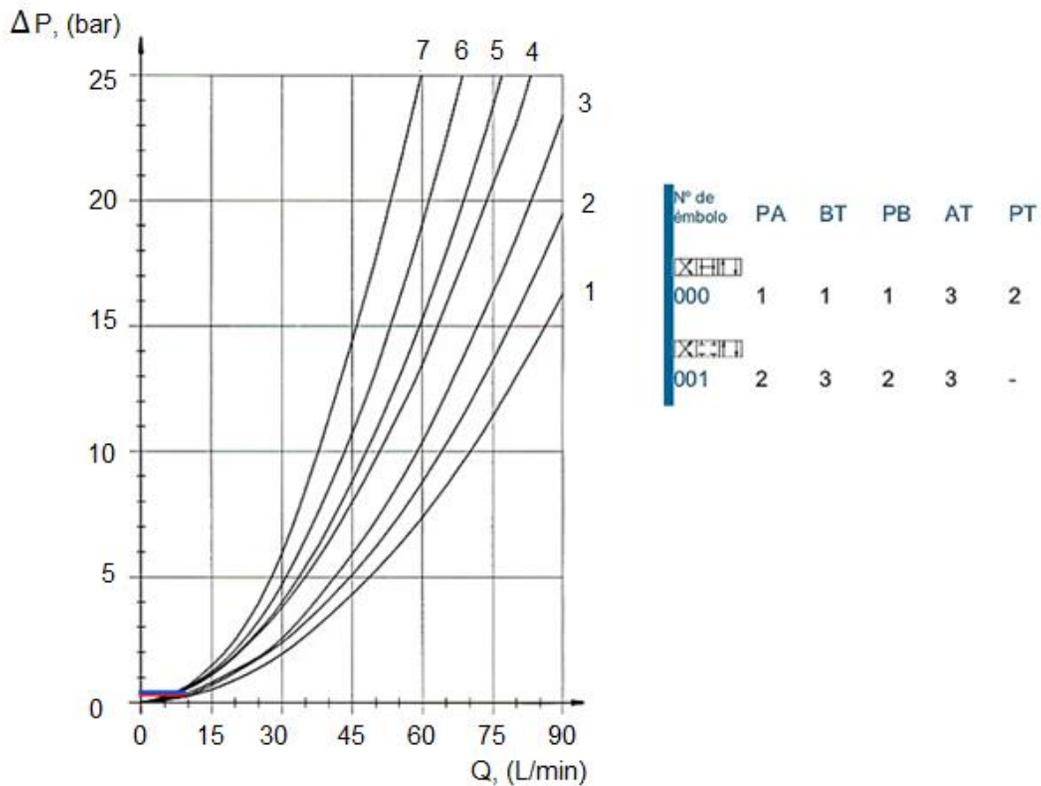


Fig. 2.10. Curva de pérdida de presión de válvula 4/3.

Del gráfico se obtienen los datos para la pérdida de presión en las válvulas:

- Pérdida de P → AB = 0.4 bar, y
- Pérdida de AB → T = 0.4 bar

2.3.1. SELECCIÓN DE FILTRO

Para la selección del filtro tomar en cuenta el grado de filtración de la Tabla 1.6 y el caudal de la bomba. Como se presenta en la Fig. 2.11 y en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Filtros hidráulicos, tamaño de filtrado de 3 μm.

Tipo	Caudal a $\Delta p = 1.5$ bar, L/min, (g/m)	Número de material del filtro			
350LEN0040-H3XLA00-V5,0-M-	32 (8.5)	R2	R928033024	U3	R928033216
350LEN0063-H3XLA00-V5,0-M-	48 (12.7)	R4	R928033025	U4	R928033217
350LEN00100-H3XLA00-V5,0-M-	64 (16.9)	R4	R928033026	U4	R928033218

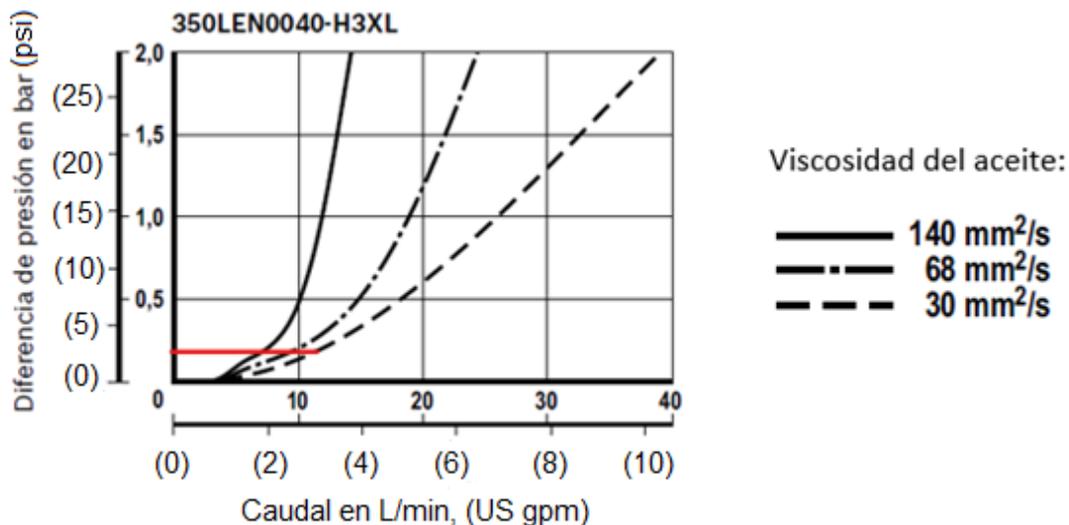


Fig. 2.11. Curvas características del filtro.

Del gráfico se obtienen los datos para la pérdida de presión en las válvulas:

Pérdida de carga filtro = 0.2 bar

2.3.2. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL

Para la selección de esta válvula se debe tener en cuenta el caudal de todo el sistema y la presión, para que cumpla con la demanda requerida del sistema. En este caso con el caudal se calcula la pérdida de carga en la válvula reguladora de caudal con un rango de presión asumida que cumpla, los datos técnicos de la válvula se presentan en la Tabla 2.6 y las curvas características para la pérdida de presión en la Fig. 2.12.

Tabla 2.6. Datos técnicos de válvula reguladora de caudal.

Características de válvula reguladora de caudal	RPC2	RPC3
Presión máxima de trabajo, bar	320	250
Presión de apertura válvula antirretorno, bar	0.5	0.5
Diferencia mínima de presión entre E y U, bar	10	12
Caudales máximos regulados, l/min	22-38-70	100-150
Caudal mínimo regulado, l/min	0.050	0.120
Campo temperatura ambiente, °C	-20/+60	-20/+60
Campo temperatura fluido, °C	-20/+80	-20/+80

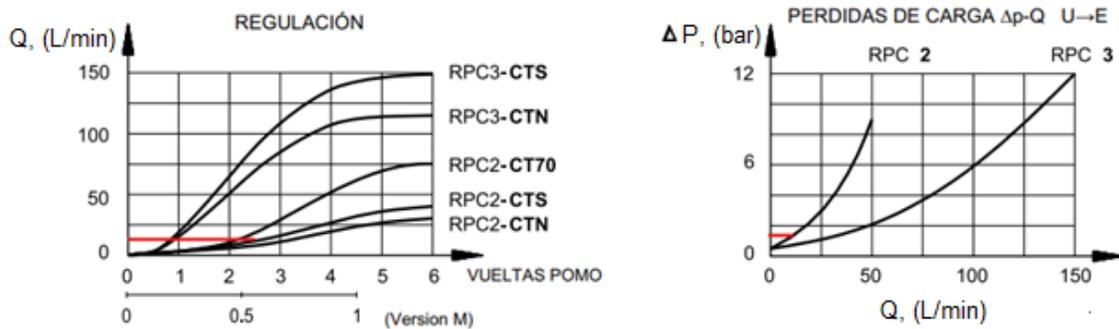


Fig. 2.12. Curvas características.

De Tabla 2.6 respecto a las características y de Fig. 2.12 se obtienen los datos para la pérdida de presión en las válvulas reguladoras de caudal para RCP2-CTS.

Regulación en 2.5 vueltas del pomodoro.

Pérdida de carga= 1.5 bar

La relación de áreas para el cilindro principal se presenta en la Tabla 2.7:

Tabla 2.7. Relación de áreas del cilindro principal.

	Pistón grande
Área Circular, cm ²	12.56
Área Anular, cm ²	8.76

$$\text{Pistón grande } \frac{12.56\text{cm}^2}{8.76\text{cm}^2} = 1.43$$

En la Tabla 2.8 se presenta la presión total del sistema que será necesaria para el cálculo de la capacidad del motor a utilizar en el proceso.

Tabla 2.8. Presión total del sistema.

Presiones en el sistema hidráulico	Presión individual, bar	Relación	Cant.	Presión total, bar
Presión necesaria para la embutición	96.43			96.43
Pérdida de carga en válvula en la vía hacia el cilindro (P → A)	0.40			0.40
Pérdida de carga en el conducto entre bomba y cilindro	1.59			1.59
Pérdida de carga de la válvula reguladora de caudal	1.5			1.5
Pérdida de carga por filtro	0.2		3	0.6
Pérdida de carga en la válvula distribuidora en la vía hacia el tanque (B→T)	0.4			
Pérdida de carga en el conducto entre cilindro y tanque	2.75			
Presión necesaria del lado del émbolo para vencer las pérdidas de carga en el retorno (relación de áreas en las caras del émbolo del cilindro 1: 1.43)		$\frac{0.4 + 2.75}{1.43}$		2.20
Presión total necesaria =				102.72

2.4.1. TANQUE

La capacidad del tanque debe tener de 3 a 5 veces el caudal en un minuto de la bomba seleccionada.

$$V = 3 \left(11.8 \frac{L}{min} \right) \left(\frac{10^{-3} m^3}{1L} \right) = 0.0354 m^3$$

El tanque tendrá una geometría rectangular con un volumen de:

$$V = b \cdot a \cdot h_{al} \quad (2.15)$$

donde: V es el volumen,

b es la base,

a es el ancho, y

h_{al} es la altura.

Sustituye los valores correspondientes en Ec. 2.15.

$$V = 0.4m \cdot 0.30m \cdot 0.30m = 0.036 m^3$$

2.4.2. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

Para la selección de la válvula se considera un 5% más de la presión total necesaria del sistema, se tendría que:

$$P = P_{\text{sistema}} + 0.05 \cdot P_{\text{sistema}} \quad (2.16)$$

donde: P es la presión requerida para la selección de la válvula; y

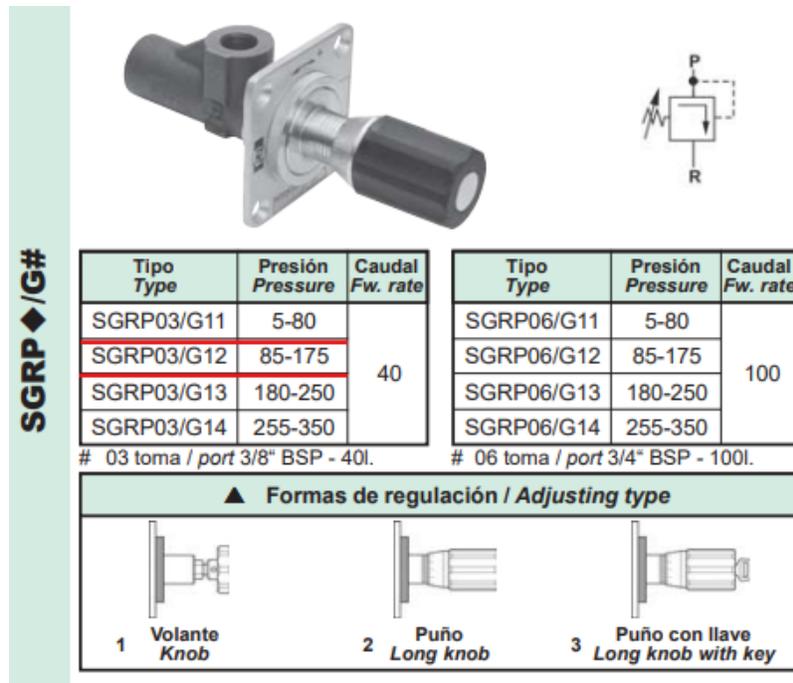
P_{sistema} es la presión necesaria del sistema.

Sustituyendo en la Ec. 2.16, se obtiene:

$$P = 102.72 \text{ bar} + 0.05 (102.72 \text{ bar})$$

$$P = 107.86 \text{ bar}$$

De Fig. 2.13 se selecciona el filtro SGRP03/G12 con una presión de operación de 85-175 bar.



Datos técnicos hidráulicos / Hydraulic technical data	
Presión máxima de trabajo / Max. working pressure	350 bar
Caudal nominal / Nominal flow rate	40/100 l/min.

Fig. 2.13. Válvula reguladora de presión.

2.4.3. MANÓMETRO

Para la selección se toma en cuenta una presión de todo el sistema. Y se determina mediante la Fig. 2.9 las características del manómetro seleccionado (ver Fig. 2.14).



Rango de presión: 0 a 300 bar
 Diámetro de la esfera (cara): 100 mm
 Contiene glicerina: si
 Material de la esfera: Acero inoxidable
 Escala de medición: bar y psi

Fig. 2.14. Manómetro de glicerina.

2.5. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

El motor eléctrico tiene que ser de voltaje trifásico 220 V, asíncrono o de inducción de baja revolución (1726 rpm), aplicable para el movimiento de bombas oleohidráulica. La determinación de la potencia del motor necesita de la potencia hidráulica como se presenta en Ec. 2.17:

$$Pot_h = P \cdot Q \quad (2.17)$$

donde: Pot_h es la potencia hidráulica demandada;

P es la presión de trabajo; y

Q es el caudal requerido.

Sustituyendo en Ec. 2.15 se tiene:

$$Pot_h = \frac{(107.86 \times 10^5 \text{ Pa}) (11.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})}{60} = 2087.71 \text{ W}$$

De donde la potencia requerida es según la Ec. 2.18:

$$Pot = \frac{Pot_h}{\eta_{motor}} \quad (2.18)$$

donde: Pot es la potencia requerida,

Pot_h es la potencia hidráulica demandada, y

η_{motor} es la eficiencia nominal del motor.

Sustituyendo en Ec. 2.16 se tiene:

$$Pot = \frac{2087.71 \text{ W}}{0.902} = 2314.53 \text{ W} \frac{1 \text{ hp}}{745.6 \text{ W}} = 3.1 \text{ hp}$$

Es decir, se necesita un motor eléctrico de potencia de 3.1 hp

En la Tabla 2.9 se presenta un listado de motores y sus características técnicas para la selección.

Tabla 2.9. Motores SIEMENS SIMOTICS uso general carcasa en fundición gris con rotor de cobre.

HP	RPM	Voltaje	Corriente nominal, A	Eficiencia nominal, %	Peso, kg
1	3600	208-230/460	2.6	87.5	29
	1800	208-230/461	1.5	86.5	30
	1200	208-230/462	1.6	84.0	30
3	3600	208-230/463	3.8	89.5	46
	1800	208-230/464	4	90.2	48
	1200	208-230/465	4.3	90.2	68
5	3600	208-230/466	6.2	90.2	47
	1800	208-230/467	6.7	90.2	49
	1200	208-230/468	6.8	90.2	74

El motor seleccionado según el catálogo mostrado es de 5 HP, 1800 rpm, corriente nominal de 6.7 amperios, eficiencia nominal de 90.2% y un peso de 49 kg.

2.6. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Es importante destacar que, para obtener un mejor rendimiento de la prensa hidráulica, se debe diseñar un sistema de control que satisfaga los requisitos de funcionamiento óptimo. Este sistema de control se encarga de dirigir el comportamiento de los actuadores hidráulicos, tanto del punzón como también del prensa chapa; el proceso se podrá realizar mediante las electroválvulas, las cuales envían las señales que indican la extensión o retracción de dichos actuadores, también se incluye la señal para realizar un paro de emergencia. El encargado de procesar todas estas señales es el cerebro del sistema de control, en este caso un Controlador Lógico Programable (Programmable Logic Controller, PLC) en la Fig. 2.15 se presenta el módulo digital conectado a los solenoides de las electroválvulas.

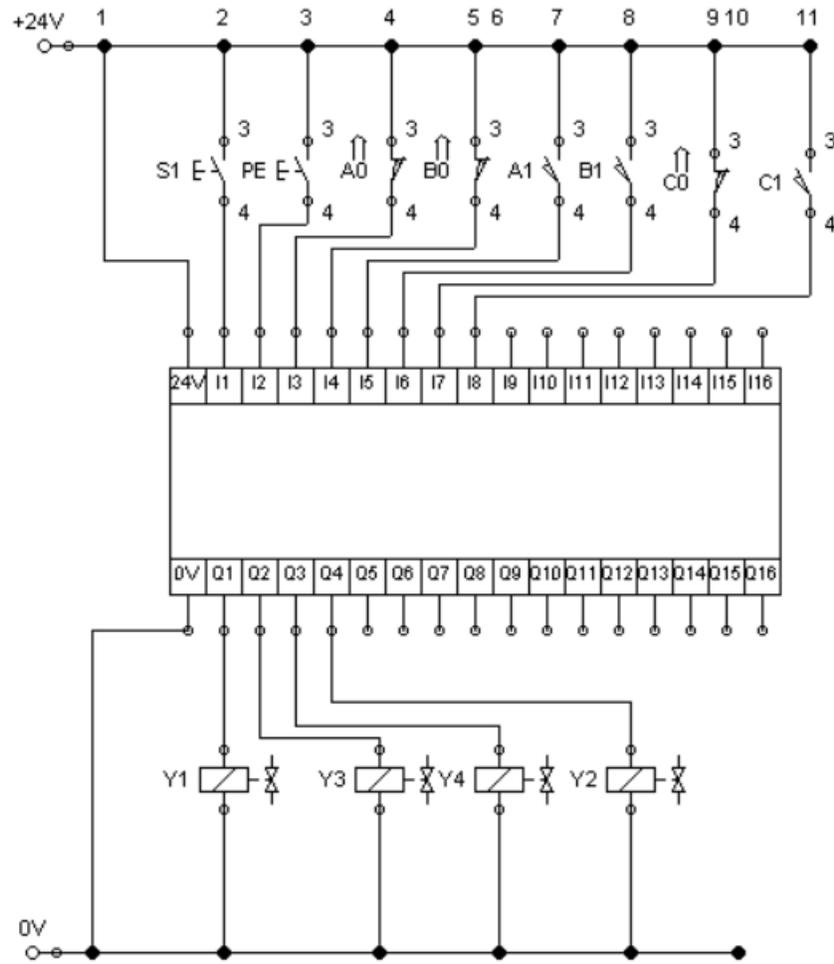


Fig. 2.15. Módulo digital conectado a solenoides de las electroválvulas.

Para que este módulo digital funcione es necesario realizar una programación, en este caso se utiliza un lenguaje gráfico, denominado también como lógica de contactos o lenguaje de programación Ladder, además se utiliza un programa de uso libre diseñado por la empresa SIEMENS llamado LOGO SOFT COMFORT, versión V8.0.

En dicho software se deben identificar las señales de entrada y las de salida, además de las condiciones que se deben de cumplir para ejecutar la operación necesaria, para el caso del funcionamiento del circuito hidráulico, lo primero que se establece es la secuencia de funcionamiento: $[A+B+;C+;C-,A-B-]$ en donde $A+B+$ representa la expansión de los actuadores del prensa chapa, $C+$ representa la expansión del actuador del punzón, mientras que $C-$, $A-B-$ representan la retracción de los actuadores

mencionados anteriormente; por otra parte las marcas A0,A1, B0,B1 se refiere al inicio y fin de carrera de los pistones del prensa chapa, mientras que C0 y C1 son las marcas de inicio y fin de carrera del pistón del punzón.

Estas condiciones se utilizan como referencia cuando se realizar la programación en el software. En la Fig. 2.16 se presenta el programa terminado.

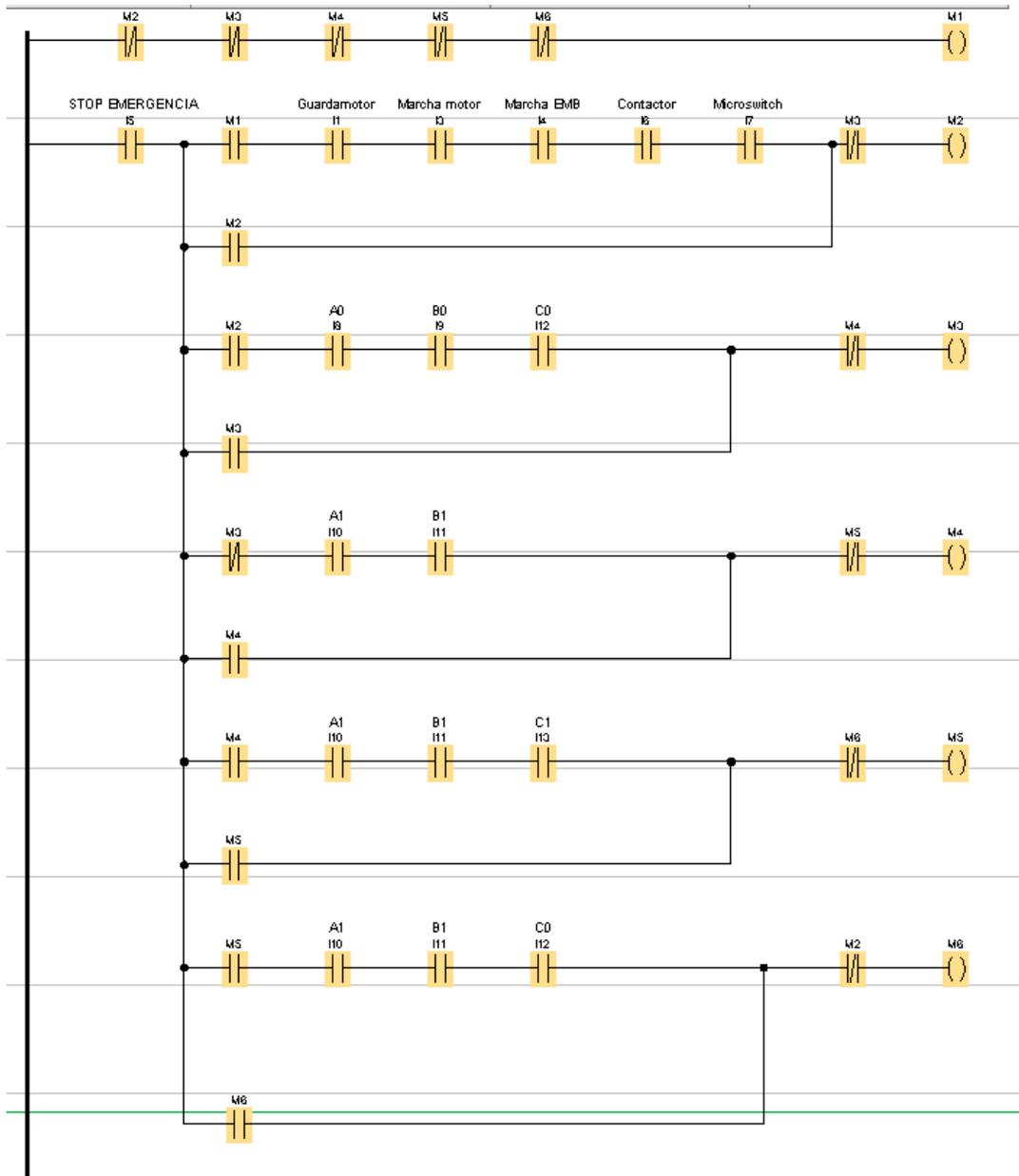


Fig. 2.16. Programa del sistema de Control, realizado con lenguaje de contactos.

Continúa

Continuación.-

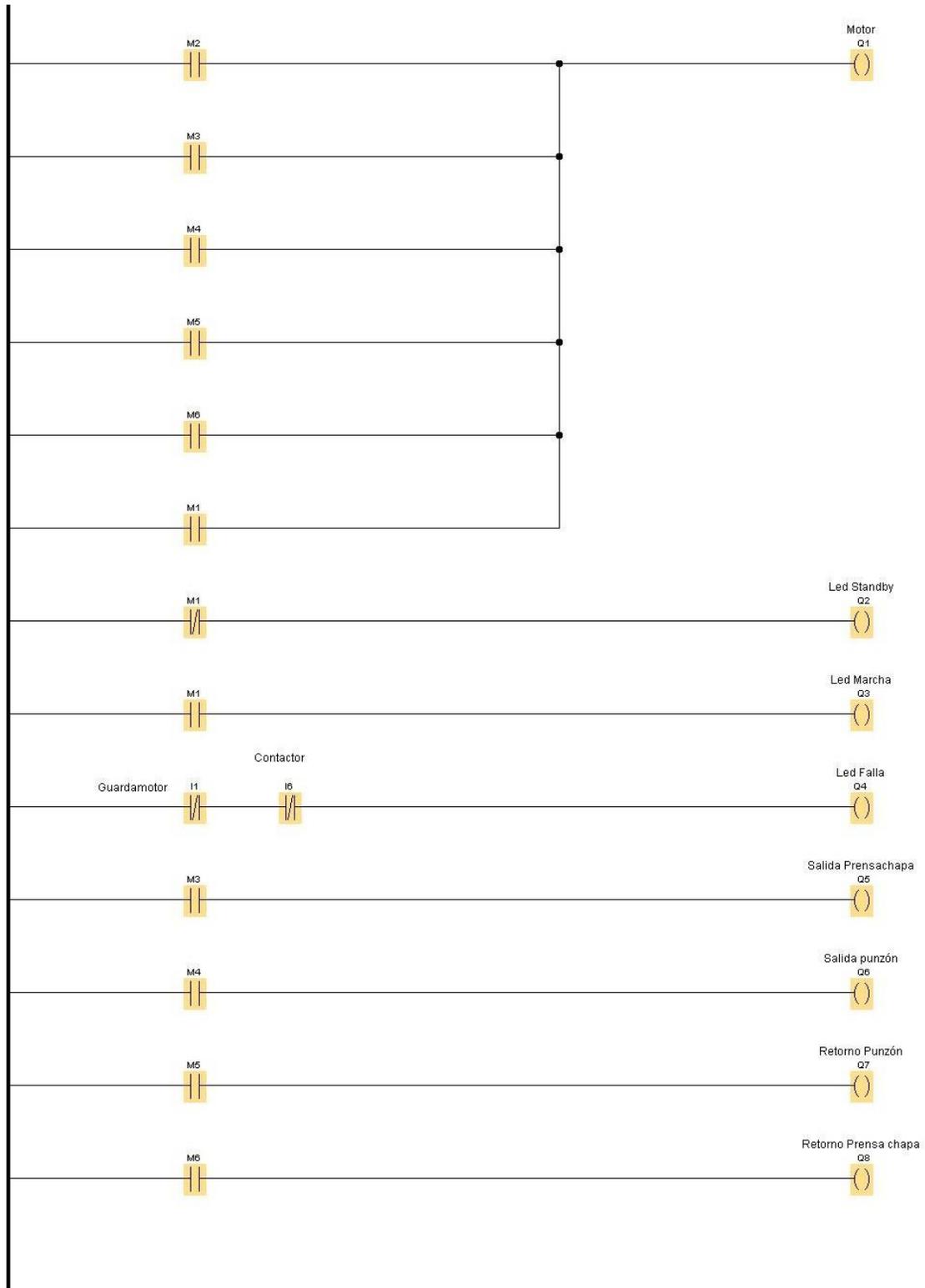


Fig. 2.16. Programa del sistema de Control, realizado con lenguaje de contactos.

2.7. DISEÑO ESTRUCTURAL

Para el diseño de la estructura de la máquina se tiene que la fuerza de embutición es 14,700 N y la fuerza en el prensa chapa: 6,700 N. Fuerzas con las cuales se realizará el análisis en la placa matriz, en las vigas, en las columnas y el análisis estático de la estructura. Para ellos se ha adoptado el siguiente modelo de estructura representada en la Fig. 2.17 en estos cálculos.

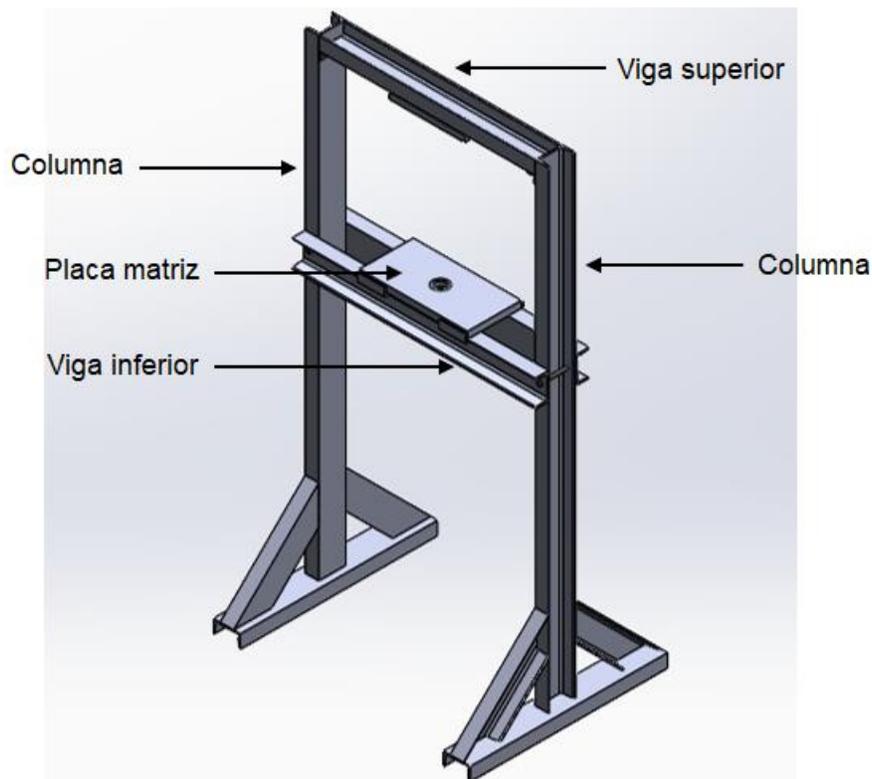


Fig. 2.17. Modelo de la estructura.

2.7.1. DISEÑO DE LA PLACA

En la Fig. 2.18 se presentan las cargas en la placa, la cual se encuentra sometida a tres fuerzas ejercidas por los pistones tanto del pistón de embutido, como también los dos pistones del prensa chapa.

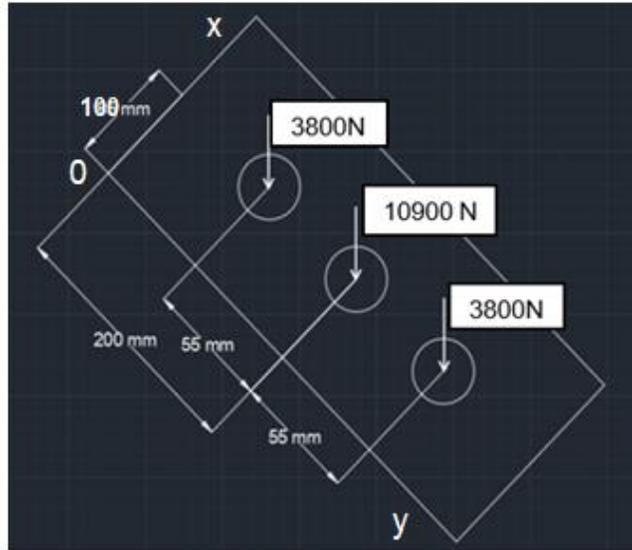


Fig. 2.18. Distribución de las fuerzas en la placa.

La mayor carga sometida en la placa se efectuará cuando se encuentre en la presión máxima de los pistones, pero para facilidad del cálculo es necesario determinar una fuerza resultante y la ubicación, entonces se tiene:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_z &= F_R \\
 -10,900 \text{ N} - 2(3,800 \text{ N}) &= F_R \\
 F_R &= 18,500 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Luego de calcular la fuerza resultante se calcula la coordenada donde se ubica la fuerza resultante, para ello se realizará una sumatoria de momentos en x e y, de Fig. 2.18:

$$\begin{aligned}
 +\circlearrowleft \Sigma M_x &= F_R \cdot y \\
 (3800 \text{ N} \cdot 0.145 \text{ m}) + (10900 \text{ N} \cdot 0.2 \text{ m}) + (3800 \text{ N} \cdot 0.255 \text{ m}) &= 18500 \text{ N} \cdot y \\
 3700 \text{ N} \cdot \text{m} &= 18500 \text{ N} \cdot y \\
 \mathbf{y} &= \mathbf{0.2 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 +\circlearrowleft \Sigma M_y &= F_R \cdot x \\
 -(3800 \text{ N} \cdot 0.1 \text{ m}) - (10900 \text{ N} \cdot 0.1 \text{ m}) - (3800 \text{ N} \cdot 0.1 \text{ m}) &= 18500 \text{ N} \cdot x \\
 -1850 \text{ N} \cdot \text{m} &= 18500 \cdot x \\
 \mathbf{x} &= \mathbf{0.1 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

La carga resultante es de 18500 N y se ubica en las coordenadas calculadas como se presenta en la Fig. 2.19; $x = 0.1$ m e $y = 0.2$ m.

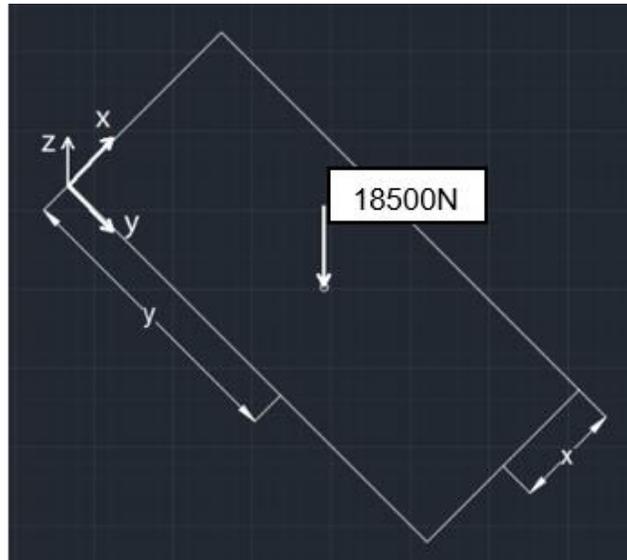


Fig. 2.19. Coordenadas de la fuerza resultante.

Para determinar el espesor mínimo en la placa de la prensa, se usará las ecuaciones de flexión de vigas a un acero SAE 1018 con esfuerzo de fluencia de 250 MPa. En la Fig. 2.20 se presenta el perfil de la placa.

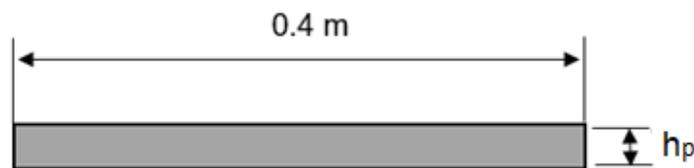


Fig. 2.20. Perfil de la placa.

Para el cálculo del espesor se usará el momento máximo para una viga empotrada la cual relaciona a la fuerza y la longitud de la viga, de la cual se asumirá esa situación para este análisis. La inercia de una pieza cuadrado y la distancia al eje neutro en referencia al espesor de la placa se define como:

$$I = \frac{b \cdot h_p^3}{12}$$

Remplazando el momento máximo, la inercia y 1.19 en Ec. 1.15 y sabiendo que $c = h_p / 2$ se obtiene:

$$\sigma_d = \frac{12 \cdot F_R \cdot l \cdot h_p}{16 \cdot b \cdot h_p^3} = \frac{F_y}{N}$$

$$b = c$$

Despejando de esta expresión a h_p queda la Ec. 2.19, para calcular el espesor mínimo de la placa:

$$h_p = \sqrt{\frac{3 \cdot F_R \cdot N}{4 \cdot \sigma_y}} \quad (2.19)$$

donde: h_p es el espesor de la placa,

F_R es la fuerza resultante,

N es el factor de seguridad, y

σ_y es el esfuerzo de fluencia.

Sustituyendo en la Ec. 2.19 los siguientes datos correspondientes se obtiene:

$F_R = 18500$ N;

$N = 2$, factor de seguridad de Tabla 1.10; y

$\sigma_y = 250$ MPa.

$$h_p = \sqrt{\frac{3 \cdot 18500 \text{ N} \cdot 2}{4 \cdot 250 \times 10^6 \text{ N/m}^2}}$$

$$h_p = 0.01054 \text{ m} = 10.54 \text{ mm} \approx 5/8 \text{ pulg}$$

El espesor mínimo de las placas es de 10.54 mm, se aproxima a plancha de acero de 5/8 pulg; sin embargo, se usará una placa de 1 pulg de espesor.

2.7.2. CÁLCULO MÉTODO DEFLEXIÓN

En la Fig. 2.21 la placa soporta una fuerza resultante P de 18500 N, dicha placa irá alojada sobre dos vigas, las cuales están sometidas a cargas distribuidas por efecto de las placas, pero las cargas sobre las vigas se analizarán de forma puntual para considerar el caso más crítico sobre la viga.

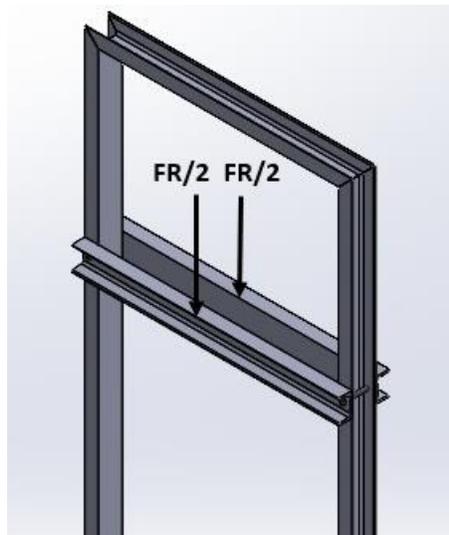


Fig. 2.21. Fuerza resultante distribuida en las vigas.

Para el diseño de las vigas se toma las cargas efectuadas por las reacciones de las placas, en la Fig. 2.16 se presenta cómo actúan las cargas sobre las vigas. El material es un perfil UPN 100 SAE 1018 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa. En la Fig. 2.22 se presenta la fuerza y las reacciones que actúan en la viga.

$$F_R = 18500 \text{ N}$$

$$\frac{F_R}{2} = 9250 \text{ N}$$

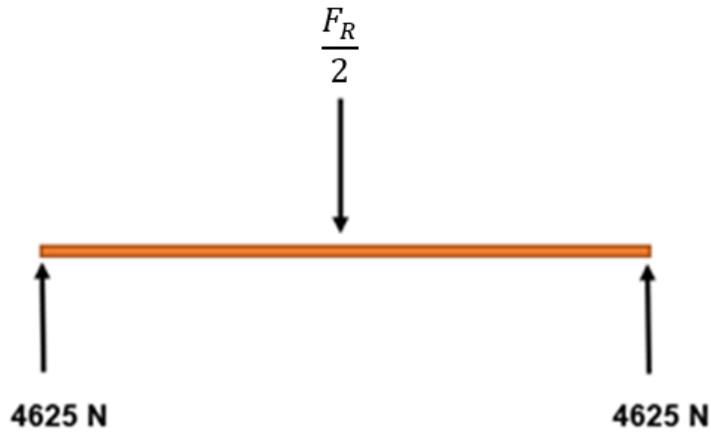


Fig. 2.22. Reacciones en las vigas.

$$R = \frac{F_R/2}{2} = \frac{9250 \text{ N}}{2}$$

$$R = 4625 \text{ N}$$

Luego se procede a los cálculos de las fuerzas cortantes y momento flector en la viga por el método de secciones como se presenta en Figs. 2.23 y 2.24.

Sección 1:

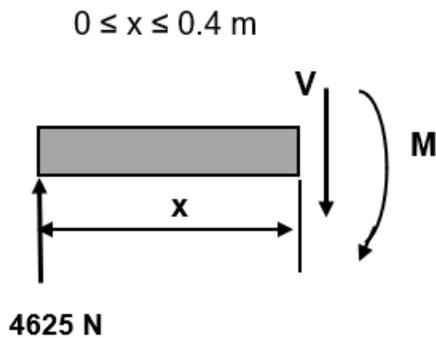


Fig. 2.23. Sección 1 de fuerza cortante y momento flector.

$$+\circlearrowleft \Sigma M = 0$$

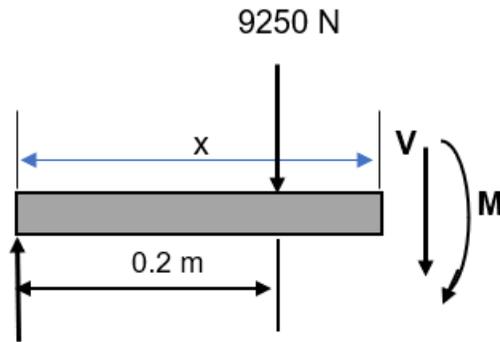
$$M - 4625 X = 0$$

$$M = 4625 X$$

$$X=0, M=0$$

Sección 2:

$$0.4 \text{ m} \leq x \leq 0.8 \text{ m}$$



4625 N

Fig. 2.24. Sección 2 de fuerza cortante y momento flector.

$$+\circlearrowleft \Sigma M = 0$$

$$M - 4625X + 9250(X - 0.4) = 0$$

$$M - 4625X + 9250X - 3700 = 0$$

$$M = -4625X + 3700$$

$$X = 0.4 \text{ m}, M = 1850 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

$$X = 0.8, M = 0$$

La Fig. 2.25 se presenta los diagramas de comportamiento de la fuerza cortante y momento flector.

De la Ec. 1.19 se calcula el módulo de diseño:

$$S_y = 250 \times 10^6 \text{ N}/\text{m}^2$$

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{250 \times 10^6 \text{ N}}{2 \text{ m}^2} = 125 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$S_x = \frac{M_{max}}{\sigma_d} = \frac{1850 \text{ N}\cdot\text{m}^3}{125 \times 10^6 \text{ N}} \text{ Módulo de diseño}$$

$$S_x = 14.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 14.8 \text{ cm}^3$$

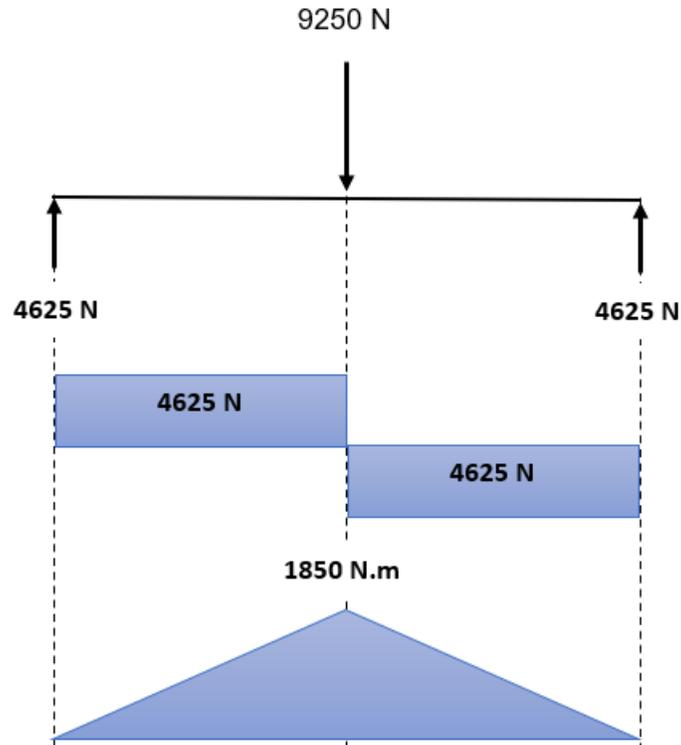


Fig. 2.25. Diagrama de cortante y momento en la vida.

En la Tabla 2.10 para este trabajo se selecciona el perfil UPN-100 que cumple las características necesarias para la estructura.

Tabla 2.10. Selección de perfiles UPN.

Perfil	Dimensiones						Propiedades					
	h, mm	b, mm	t, mm	E, mm	R, mm	R1, cm ⁴	Área sección, cm ²	Pesos, kg/m	Inercia, cm ⁴		Resistencia, cm ³	
									Eje x-x	Eje y-y	Eje x-x	Eje y-y
UPN 80	80	45	6	8	8	4	11	8.64	106	19.4	26.5	6.36
UPN 100	100	50	6	8.5	8.5	4.5	13.5	10.6	206	29.3	41.2	8.49
UPN 120	120	55	7	9	9	4.5	17	13.4	364	43.2	60.7	11.1
UPN 140	140	60	7	10	10	5	20.4	16	605	62.7	86.4	14.8
UPN 160	160	65	7.5	10.5	10.5	5.5	24	18.8	905	85.3	116	18.3

De la Tabla de selección de perfiles se utiliza $S_x = 41.20 \text{ cm}^3$ y usando la Ec. 1.17 se obtiene:

$$\sigma_{real} = \frac{M_{max}}{S_x} = \frac{1850 \text{ N.m}}{41.20 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 44.90 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Entonces:

$$\sigma_{real} \leq \sigma_d$$

$$44.90 \times 10^6 \text{ Pa} \leq 125 \times 10^6 \text{ Pa} \text{ Si cumple}$$

2.7.3. CÁLCULO MÉTODO DE FLEXIÓN

Para el cálculo de flexión en la viga por este método de las flexiones máximas recomendadas:

$$I_x = 206.00 \text{ cm}^4 = 2.06 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \text{ De Tabla 2.10}$$

E = 200 GPa, módulo de elasticidad

$$\Delta_{max} = \frac{F \cdot L^3}{192 \cdot E \cdot I} = \frac{9250 \text{ N} \cdot (0.8 \text{ m})^3 \text{ m}^2}{192 \cdot (200 \times 10^9 \text{ N}) (1.06 \times 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$\Delta_{max} = 59.87 \times 10^{-6} \text{ m} \approx 0.05 \text{ mm}$$

$$[\Delta] = \frac{L}{500} = \frac{800 \text{ mm}}{500} = 1.6 \text{ mm}$$

$$\Delta_{max} \leq [\Delta]$$

0.05 mm ≤ 1.6 mm Por lo tanto, sí cumple

2.7.4. COLUMNAS

Para las columnas se usa perfil UPN100 SAE 1018 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y factor de pandeo. Son dos columnas, pero por simetría se analiza una sola columna, para ello se usa las Ecs. 1.22 y 1.23 para determinar si se está analizando una columna larga o corta, las columnas se observa en Fig. 1.12.

En primera instancia a través de la Ec. 1.24 se calcula la carga crítica de pandeo para la columna.

Se sustituye los valores correspondientes:

$$F_a = 4625 \text{ N}; \text{ y}$$

K= 2, de Fig. 1.36.

$$F_c = 2 \cdot 4625 = 9250 \text{ N}$$

A través de la Ec. 1.21 se calcula la longitud efectiva de la columna sustituyendo los valores correspondientes.

$$L_c = 1,500 \text{ mm}; \text{ y}$$

$$K = 2, \text{ ver Fig. 1.36.}$$

$$L_e = 2 (1,500) = 3,000 \text{ mm}$$

Se continúa con el cálculo de la relación de esbeltez de la columna por medio de la Ec. 1.22.

Se sustituye los valores correspondientes para la columna.

$$k = 2;$$

$$L_e = 3,000 \text{ mm};$$

$$r = 13.3 \text{ mm, de Tabla 2.10.}$$

$$\lambda = \frac{K \cdot L_e}{r} = \frac{3,000 \text{ mm}}{13.3 \text{ mm}} = 225.56$$

Para determinar la constante de la columna se usa Ec. 1.23, sustituyendo los valores correspondientes se tiene.

$$E = 200 \text{ GPa}; \text{ y}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa.}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (200 \times 10^9)}{250 \times 10^6}} = 125.66$$

Posterior a conocer los valores de la relación de esbeltez y la constante para la columna se compara la relación siguiente.

$$\lambda < C_c \text{ corta}$$

$$\lambda > C_c \text{ larga}$$

Por lo tanto, como $225.56 > 125.66$, la columna será tratada como una columna larga ya que la relación de esbeltez es mayor a la constante de la columna.

Luego se procede a calcular el valor de I por medio de la Ec. 1.26.

Sustituyendo:

$$I = \frac{(kL)^2 \cdot N \cdot F_c}{\pi^2 \cdot E} = \frac{(3^2) \cdot 2 \cdot (9250)}{\pi^2(200 \times 10^9)}$$

$$I = 84.35 \times 10^{-9} \text{ m}^4 = 8.45 \text{ cm}^4$$

De Tabla 2.7 del perfil para los valores de I_y e I_x Y con Ec. 1.24 se verifica si cumple las condiciones:

$$I_y = 29.30 \text{ cm}^4 \quad I_x = 206.0 \text{ cm}^4$$

$$F_{c \text{ máx}} = \frac{I \pi^2 E}{(k L)^2} = \frac{(84.35 \times 10^{-9}) \cdot \pi^2 \cdot (200 \times 10^9)}{(300)^2}$$

$$F_{c \text{ máx}} = 18500.03 \text{ N} = 18.5 \text{ KN}$$

$$F_{c \text{ real}} < F_{c \text{ máx}}$$

14,050 N < 18500 N, por lo tanto, cumple.

2.7.5. SOLDADURA EN LA ESTRUCTURA

Se aplicará soldadura en la viga superior de la estructura y la columna, ambos son perfil UPN 100. Posterior a unir la viga con las columnas se realizó un análisis estático (Anexo B1), por medio del programa SolidWorks a la estructura para identificar los puntos críticos y se determinó que en las uniones entre columna y viga es el punto más crítico por lo que se optó por reforzar la soldadura en esa zona con una pieza de ángulo como se observa en Fig. 2.26.

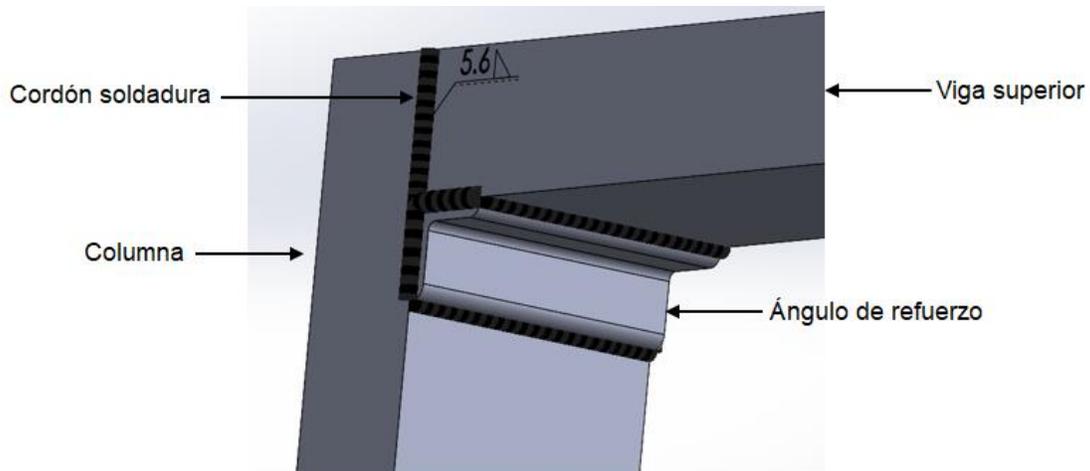


Fig. 2.26. Unión soldada de la estructura.

Usando la Ec. 1.27 para el cálculo de la garganta de soldadura:

$$H = 0.707 \cdot t$$

Para este caso el espesor que se usa donde se hará la soldadura es del perfil UPN100 que es de 6 mm.

$$H = 0.707(6 \text{ mm}) = 4.242 \text{ mm} = 4.242 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Para calcular el esfuerzo cortante primario se utiliza la Ec. 1.28:

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

Para el cortante se usa el calculado en el diseño de la columna en la que se calculó la carga crítica de pandeo: $F_c = v = 9250 \text{ N}$

$$A = 0.707 \cdot h (b + 2d) \text{ Anexo A1}$$

$$B = 100 \text{ mm} = 0.1 \text{ m}$$

$$D = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$$

$$A = 0.707(100+2*50) = 141.4 \text{ mm} = 0.1414 \text{ m}$$

$$\tau' = \frac{9250 \text{ N}}{0.707(4.242 \times 10^{-3})(0.1 \text{ m} + 2 * 0.05 \text{ m})}$$

$$\tau' = 15421.32 \text{ kPa}$$

Para el cálculo del segundo esfuerzo cortante nominal se usa la Ec. 1.30 en donde c debido a la geometría estructural es:

$$C = b/2, 0.1/2 = 0.05 \text{ m.}$$

Para el momento de inercia unitaria de Tabla se obtiene:

$$I_U = \frac{2 d^3}{3} - d^2 \bar{y} + (b + 2d) \bar{y}^2$$

$$I_U = \frac{2(0.045\text{m})^3}{3} - 2(0.05^2)(0.0125 \text{ m}) + (0.1 \text{ m} + 2(0.05 \text{ m}))(0.0125)$$

$$I_U = 5.208 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Luego se calcula el segundo momento de inercia usando la Ec. 1.29:

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$I = 0.707 \cdot 4.242 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 5.208 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$I = 15.62 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Del capítulo anterior en el cálculo del diseño de la viga se obtiene que $M=1850$ N·m por lo que el segundo esfuerzo nominal cortante queda:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{(1850 \text{ N} \cdot \text{m})(0.05 \text{ m})}{15.62 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau'' = 59218.95 \text{ kPa}$$

Para el cálculo del momento se utiliza la Ec. 1.31:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{(15421.42 \text{ kPa})^2 + (59218.95 \text{ kPa})^2}$$

$$\tau = 61.19 \text{ MPa}$$

Según Tabla $\tau_{per} = 124 \text{ MPa}$

$\tau \leq \tau_{per}$ sí cumple.

2.7.6. CÁLCULO DEL ESPESOR DEL FONDO DEL TANQUE

Para calcular el espesor del fondo el material para el recipiente de acero SAE 1018 y el volumen de aceite necesario para el sistema es de 0.0354 m^3 calculado en el capítulo anterior, de donde primero se calcula la altura de pared cubierto por el líquido se despeja a h_{al} de la Ec. 2.15:

$$V = l \cdot b \cdot h_{al} \quad (2.20)$$

$$h_{al} = \frac{v}{l \cdot b}$$

Sustituyendo los valores para el cálculo de la altura de la pared del tanque en Ec. 2.20:

$$h_{al} = \frac{0.0354 \text{ m}^3}{0.30 \text{ m} \cdot 0.40 \text{ m}} = 0.295 \text{ m}$$

Posterior se calcula el área en la pared en la que actúa la fuerza resultante:

$$A = l \cdot b = (0.30 \text{ m})(0.40 \text{ m}) = 0.12 \text{ m}^2$$

Luego se calcula la fuerza resultante de la Ec. 1.33:

$$F = \delta g h_{al} A = (878 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(0.295 \text{ m})(0.12 \text{ m}^2)$$
$$F = 304.90 \text{ N}$$

Luego de los cálculos de las variables anteriores se tiene presente que la mayor presión se va a generar en el fondo del tanque por lo que es más crítico analizar el fondo. Para calcular el espesor de la placa del fondo se tiene:

$$h_t = \sqrt{\frac{3 F \cdot N}{4 \cdot F_y}} \quad (2.21)$$

Sustituyendo datos en Ec. 2.21:

$$h_t = \sqrt{\frac{3 F N}{4 F_y}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 304.90 N \cdot 3}{4 \cdot 250 \times 10^6 N/m}}$$

$$h_t = 0.0016 \text{ m} = 1.65 \text{ mm} \cong 1/8 \text{ pulg}$$

El espesor mínimo de las placas es de 1.65 mm, se aproxima a plancha de acero de 3.175 mm por lo que se usa una placa comercial de 1/8 pulg; el esquema del tanque se presenta en la Fig. 2.27.

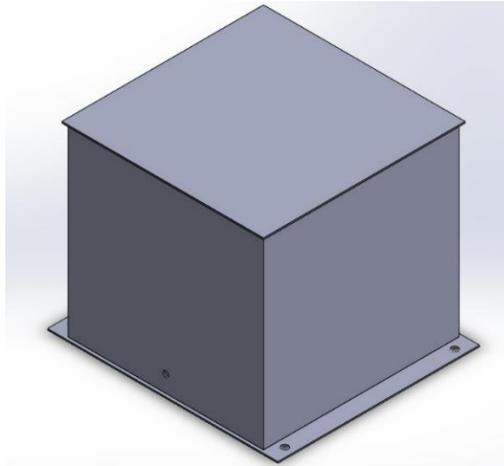


Fig. 2.27. Esquema del tanque hidráulico.

2.7.7. PASADOR

Para fijar las dos vigas de perfil donde la placa matriz estará puesta para hacer el embutido, se usa pasadores para sujetar a las columnas, el cual será un pasador por lado, para ellos lo que se analiza son los concentradores de esfuerzo para corroborar que no fallen debido al cortante último del pasador, el esquema del pasador se observa en la Fig. 2.28.

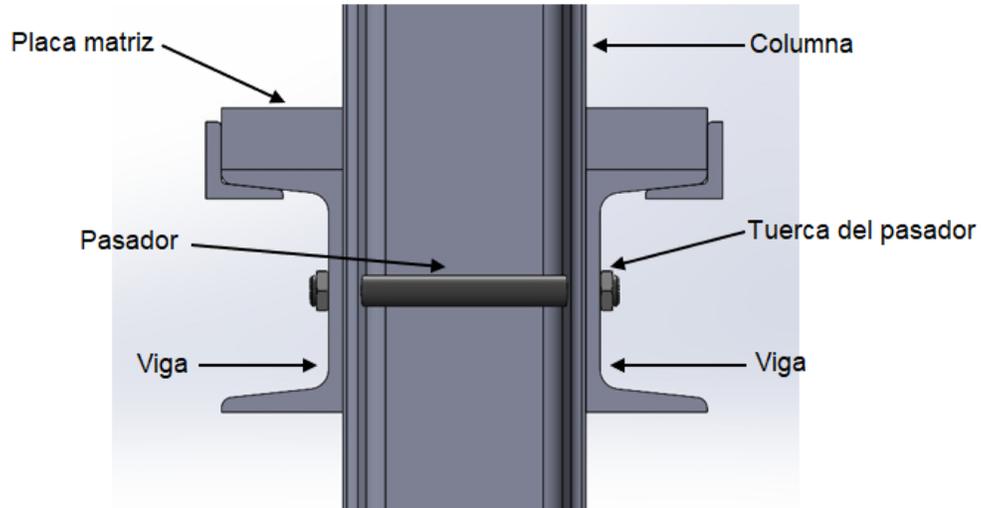


Fig. 2.28. Esquema del pasador.

Se usa la ecuación del factor de seguridad que relaciona a la fuerza máxima y la fuerza admisible:

$$N = \frac{F_{m\acute{a}x}}{F_{adm}} \quad (2.22)$$

donde: N es el factor de seguridad,

$F_{m\acute{a}x}$ es la fuerza máxima, y

F_{adm} es la fuerza admisible.

Pero sabiendo que:

$$\sigma_y = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A} \quad (2.23)$$

donde: σ_y es el esfuerzo de fluencia,

$F_{m\acute{a}x}$ es la fuerza máxima, y

A es el área de la sección transversal.

Despejando $F_{m\acute{a}x}$ en la Ec. 2.22 y sustituyendo en la Ec. 2.23 se puede calcular el diámetro mínimo del pasador para el cual soporta las cargas:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot N \cdot F_{adm}}{\pi \sigma_y}} \quad (2.24)$$

donde: d_p es el diámetro del pasador,
 N es el factor de seguridad,
 F_{adm} es la fuerza admisible, y
 σ_y es el esfuerzo de fluencia.

Para el pasador se usa uno de acero SAE 1018 con $\sigma_y = 250 \text{ MPa}$

$$F_{adm} = 18500\text{N}/4 = 4625 \text{ N}$$

$$N = 2$$

Sustituyendo valores:

$$d_p = \sqrt{\frac{4(2)(4625\text{N})}{\pi(250 \times 10^6 \text{Pa})}} = 0.0068 \text{ m}$$

Por lo tanto, el diámetro mínimo que se puede usar sin falla es de 6.8 mm, sin embargo, se usará un pasador de ½ pulg.

2.7.8. EQUILIBRIO DE LA ESTRUCTURA

Para corroborar que la estructura tenga el soporte y el equilibrio necesario para las cargas aplicadas se realizará un análisis estático en la base de las columnas en la cual se le agrego un triángulo para mayor estabilidad. Para facilitar el análisis de las cargas y las reacciones se realizará un símil de una estructura con piezas a través de pines, cabe mencionar que toda la estructura estará apoyada en ruedas especiales para una mayor facilidad de movilizar la estructura completa, lo cual implica que no existen reacciones

horizontales, en la Fig. 2.29 se observa la parte de la estructura que se hará el análisis de estática para cumplir con lo requerido.

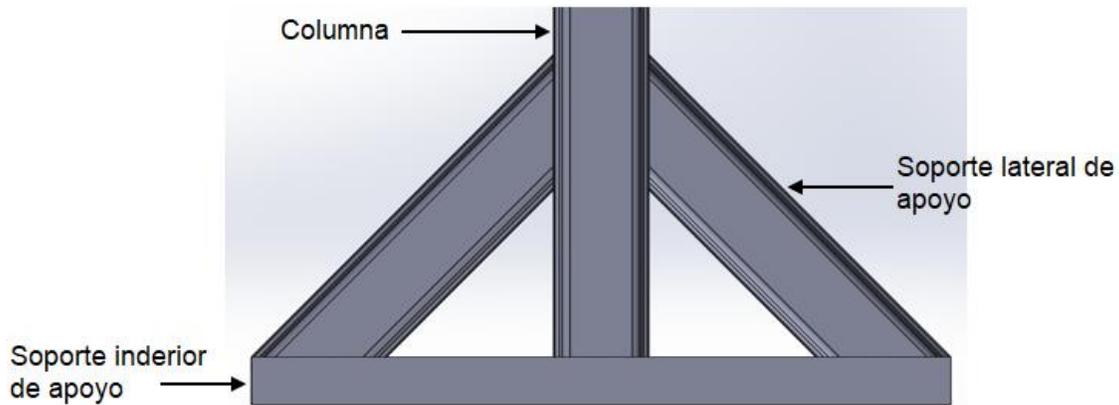


Fig. 2.29. Esquema en análisis estático.

Haciendo un diagrama de cuerpo libre para la estructura Fig. 2.30 se calcula las reacciones haciendo momento en punto c:

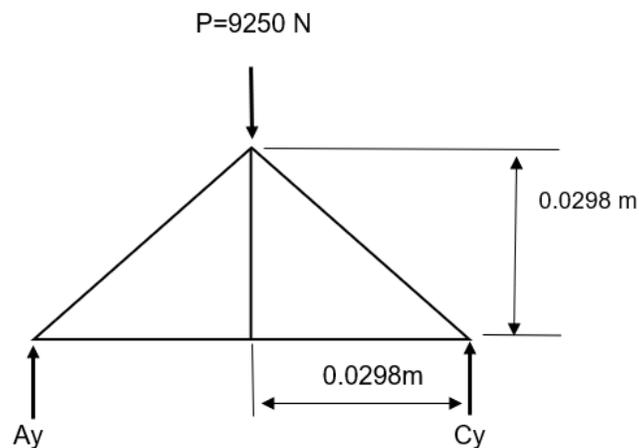


Fig. 2.30. Diagrama de cuerpo libre de la base de la estructura.

En primera instancia se calcula una de las reacciones externas en el análisis como base para el cálculo de las reacciones internas.

$$\begin{aligned}
 +\circlearrowleft \Sigma M_c &= 0 \\
 9250 \cdot (0.0298) - A_y(0.0596) &= 0 \\
 A_y &= 4625 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se usa el método de nodos para el cálculo de las reacciones internas, en la Fig. 2.31 se presentan los nodos y las reacciones:

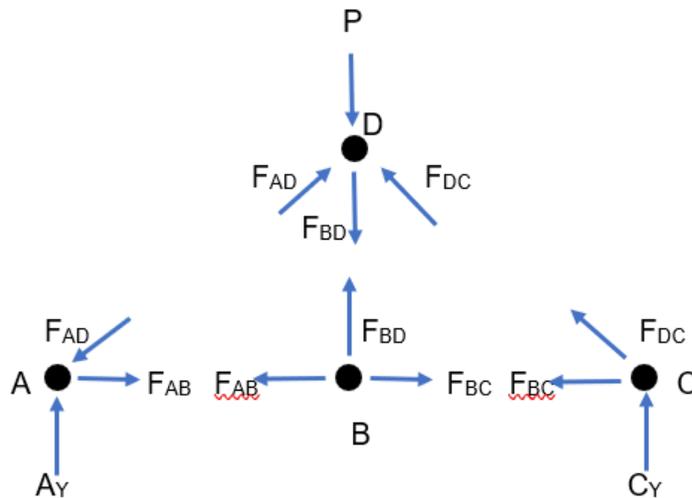


Fig. 2.31. Reacciones en los nodos.

Luego se procede a calcular las reacciones para cada uno de los nodos como sigue.

Nodo A:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 A_y &= F_{AD} \text{ sen}(45) \\
 F_{AD} &= \frac{4625}{\text{sen}(45)} = 6540.74 \text{ N} \\
 F_{AD} &= 6540.74 \text{ N} \\
 +\rightarrow \Sigma F_x &= 0 \\
 F_{AB} &= F_{AD} \text{ cos}(45) \\
 F_{AB} &= 4625 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Nodo B:

$$\begin{aligned}
 F_{BD} &= 0 \\
 F_{AB} &= 4625
 \end{aligned}$$

Nodo D:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 F_{AD} \text{ sen}(45) + F_{DC} \text{ sen}(45) - P - F_{BD} &= 0
 \end{aligned}$$

$$F_{DC} \text{sen}(45) = P - F_{AD} \text{sen}(45)$$

$$F_{DC} = \frac{P - F_{AD} \text{sen}(45)}{\text{sen}(45)}$$

$$F_{DC} = 6540.74 \text{ N}$$

Nodo C:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$C_y = F_{DC} \text{sen}(45)$$

$$C_y = 6540.74 \text{sen}(45)$$

$$C_y = 4625 \text{ N}$$

$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$C_x - F_{BC} - F_{DC} \text{Cos}(45) = 0$$

$$C_x = F_{BC} + F_{DC} \text{Cos}(45)$$

$$C_x = 4625 + F_{DC} \text{Cos}(45)$$

$$C_x = 9250 \text{ N}$$

Luego del cálculo de las reacciones externas e internas e interpretar las relaciones entre reacciones, se concluye que la estructura está en equilibrio estático operando con las fuerzas correspondientes al proyecto.

3. ESTUDIO DE FACTIBILIDAD TÉCNICA Y COSTOS

Antes de plantear la factibilidad técnica se describirá brevemente los objetivos implícitos en el diseño de una prensa hidráulica para realizar embutidos de chapas metálicas de baja penetración, los cuales se describen a continuación:

- Disponer con gran versatilidad para la elaboración de piezas embutidas de baja penetración y requisitos mecánicos respecto a límites prácticos;
- Garantizar la seguridad en la fabricación y operación de la prensa hidráulica;
- Desarrollar un sistema de control de fácil manipulación; y
- Permitir precisión en los diferentes parámetros establecidos en el diseño.

La fabricación de piezas embutidas representa una rama actualmente muy importante de la metalurgia física, la cual es ampliamente conocida en la industria moderna; es un proceso que se aplica en multitud de sectores de la industria manufacturera; por ejemplo, se puede encontrar este proceso en la fabricación de materiales de informática y electrónica, equipos de diagnóstico médico, ventilación, climatización, lavandería industrial y del sector automotriz. A este respecto, no se dispone específicamente en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador con maquinaria necesaria para el desarrollo de este tipo de proceso de fabricación; a diferencia de otros procesos de fabricación que sí se encuentra equipos como el mecanizado, rectificado, soldadura, fundición, etc. La Escuela de Ingeniería Mecánica actualmente incluye en su programa de estudio las bases necesarias para aprender sobre el proceso de embutido, sin embargo, no dispone del equipamiento para la ejecución de experiencias prácticas, y la posibilidad de nuevos trabajos de graduación relacionados. Dicho esto, es factible que este trabajo de graduación tenga buen recibimiento dentro de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus usuarios objetivos para fines educativos.

3.1. FACTIBILIDAD TÉCNICA

Factibilidad es la disponibilidad de los recursos necesarios como herramientas, conocimientos, habilidades, experiencia, etc., que son necesarios para efectuar las

actividades o procesos que requiere el proyecto para llevar a cabo los objetivos o metas señalados, la factibilidad se apoya en tres aspectos básicos:

- Operativo.
- Técnico.
- Económico.

El éxito de un proyecto está determinado por el grado de factibilidad que se presente en cada uno de los tres aspectos anteriores. Además, estudio de factibilidad sirve para recopilar datos relevantes sobre el desarrollo de un proyecto y en base a ello tomar la mejor decisión, si procede su estudio, desarrollo o implementación. El estudio de factibilidad es el análisis de un proyecto para determinar:

- Si el proyecto que se propone será viable o no, y en cuales condiciones se debe desarrollar para que sea exitoso;
- Si el proyecto propuesto contribuye con la conservación, protección o restauración de los recursos naturales y el ambiente.

Iniciar un proyecto o fortalecerlo significa invertir recursos como tiempo, dinero, materia prima y equipos. Como los recursos siempre son limitados, es necesario tomar una decisión; las buenas decisiones sólo pueden ser tomadas sobre la base de evidencias y cálculos correctos, de manera que se tenga seguridad de que el proyecto funcionara correctamente y que se logaran beneficios. Ello implica conceptos de ahorro, generación de excedentes e inversiones, imprescindibles para desarrollar proyectos sostenibles.

3.1.1. DISPONIBILIDAD DE OBTENCIÓN

Los componentes y materiales seleccionados para la fabricación de la máquina embudidora se encuentran actualmente disponibles en el país o es posible importarlos por medio de proveedores locales. En el caso de los materiales tornillería, sistemas de seguridad y cableado eléctrico se encuentran en Vidrí Industrial, S.A. de C.V., las chapas metálicas para embutir disponible en Alumicentro de El Salvador, S.A. de C. V., los

componentes hidráulicos y de control se encuentran disponibles o es posible importarlos por medio de Autocontrol S.A de C.V., materiales estructurales en Didelco, S.A. de C.V. Cabe mencionar que estos proveedores son solamente de referencia, al igual que ellos existen otros con capacidad de proveer en diferente proporción muchos de los componentes y materiales que se describirán a detalle más adelante.

3.1.2. MANUAL DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLAJE

La máquina embutidora consta de componentes previamente fabricados, como lo son la mayoría de los componentes del sistema hidráulico, de seguridad, control y eléctrico, restando solamente la fabricación de la estructura metálica, las bases de fijación de los actuadores, de la matriz fija y la tapadera del tanque de aceite hidráulico. Una vez se tiene la estructura y todos sus componentes, resta la instalación de estos para su funcionamiento.

El procedimiento para la fabricación de dichos componentes se describe a continuación; estos constaron de actividades de soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido Shielded Metal Arc Welding, perforaciones, esmerilados, cortes abrasivos, pulidos, aplicación de recubrimientos y pinturas, etc. Dichos trabajos requirieron conocimientos técnicos básicos, dentro del área de ingeniería, realizables por estudiantes de dicha rama.

A) Fabricación de estructura de acero:

En la fabricación de la estructura es importante respetar las dimensiones de los elementos estructurales, esto se logra tomando las dimensiones totales de la materia prima, el cálculo se esquematiza en la Fig. 3.1, la cual presenta la longitud de entrega de cada perfil comercial, que es igual a 6 m por unidad, tal como se presenta en la Fig. 3.1, si se toma de forma continua las longitudes de cada segmento, daría un total de 9.14 m de perfiles necesarios, resultado en una cantidad de 2 unidades necesarias para la fabricación, cabe mencionar que el tamaño de la estructura tiene las dimensiones dadas para hacer un mayor uso de los perfiles, evitando un mayor desperdicio y con la finalidad de usar la estructura para otros fines educativos. En este caso usar dos perfiles no afectó al corte de los segmentos para dar la longitud correcta, no se tomó en cuenta un tercer

perfil para la estructura. Se usó además un ángulo para reforzar la soldadura entre columna y vigas y poseer mayor rigidez en la estructura al igual que se usó para una base de la caja de control en la estructura. Se siguió los cortes indicados en la Fig. 3.1, estos cortes permitieron tener los segmentos continuos sin uniones intermedias que debiliten la estructura, esto debido a que es importante procurar el menor desperdicio y mayor aprovechamiento del recurso, sin comprometer la integridad estructural; se pudo facilitar el proceso de corte utilizando marcadores en los puntos indicados por la Fig. 3.1, para señalar las guías de corte. Los cortes se pudieron realizar ya sea mediante pulidoras manuales con disco abrasivo de corte, mediante sierra circular de mesa con disco abrasivo de corte, o mediante sierra alternativa; estas últimas son alternativas más recomendables por su precisión. Una vez realizados todos los cortes, fue importante eliminar rebabas y bordes filosos mediante pulidora manual con disco abrasivo de desbaste.

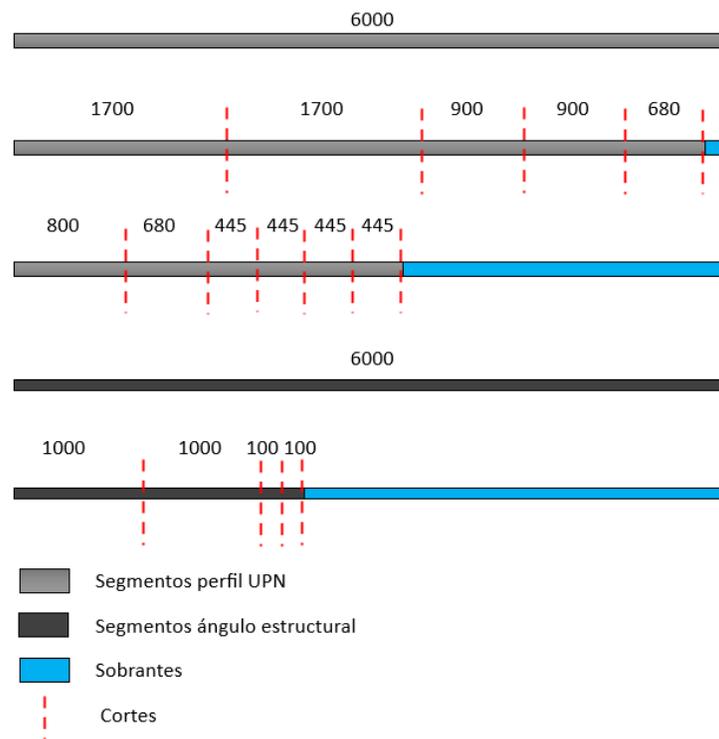


Fig. 3.1. Representación esquemática de cálculo de cantidades de perfil y ángulo estructural. Cotas en mm.

Ulteriormente es importante garantizar las relaciones geométricas entre los elementos, perpendicularidades y paralelismos entre vigas y columnas, de manera que la estructura tenga un correcto alineamiento, esto se pudo lograr mediante herramientas como escuadras de soldadura y el punteo alterno con soldadura SMAW en los vértices de intercepción. Se procedió mediante la unión de marcos paralelos conformado por vigas y columnas laterales, una vez unidos los marcos por puntos y haber garantizado la simetría, dimensiones y las relaciones geométricas, se pudo proceder con cordones continuos de soldadura de forma alterna para evitar contracciones que generen distorsiones importantes en las relaciones geométricas. La representación esquemática del ensamblaje se presenta en Anexo C: Planos de fabricación.

Una vez se tuvo la estructura principal se procedió a soldar el bloque metálico roscado en la viga superior para la sujeción de los cilindros a través de bridas y en las columnas las perforaciones para los pasadores en las cuales se sujeta las vigas para la instalación de la mesa de trabajo. Por último, se procedió al lijado mediante papeles de lijas abrasivas de granulometría fina para eliminar óxidos y utilizar disco abrasivo de pulido con granulometría fina; se continuó a la aplicación de una capa de base antioxidante mate, y pintura tipo aceite, color rojo brillante, con el fin de proteger la estructura.

B) Montaje de componentes hidráulicos:

Para el montaje de los componentes hidráulicos, se describe de forma gráfica el ensamble de los componentes en la Fig. 3.2, y listada en la Tabla 3.1.

En el eje del motor se introdujo el acople y su respectivo inserto, el cual sirve para transmitir la potencia hacia la bomba. La bomba se inserta y se emperna sobre la campana, la cual también se denomina montaje motor/bomba, dicho componente es útil para alinear de forma fácil y correcta los ejes del motor y la bomba. Luego, se insertó el acople en el eje de la bomba. Con estos componentes ensamblados, se empernó la campana sobre el motor, teniendo precaución de apretar los pernos prisioneros garantizando una transmisión en las cuñas de los ejes.

Se sueldan las camisas a la tapadera del tanque para poder ensamblar los conectores de forma que se tenga una conexión rígida entre elementos externos e internos del tanque permitiendo así un sellado completo evitando fugas de aceite.

Sobre la campana se colocó el empaque hidráulico y, luego de ello, empernar la tapadera del tanque. En la bomba se inserta los respectivos conectores hidráulicos indicados en su puerto de succión y en sus puertos de presión, finalmente se insertó el filtro de succión. Sobre la tapadera se fijó los conectores hidráulicos que se encuentran en el interior del tanque, los cuales se conectaron con tubería rígida (tubing) a los conectores de salida de la bomba. Se conectó un niple para usar como descarga al tanque.

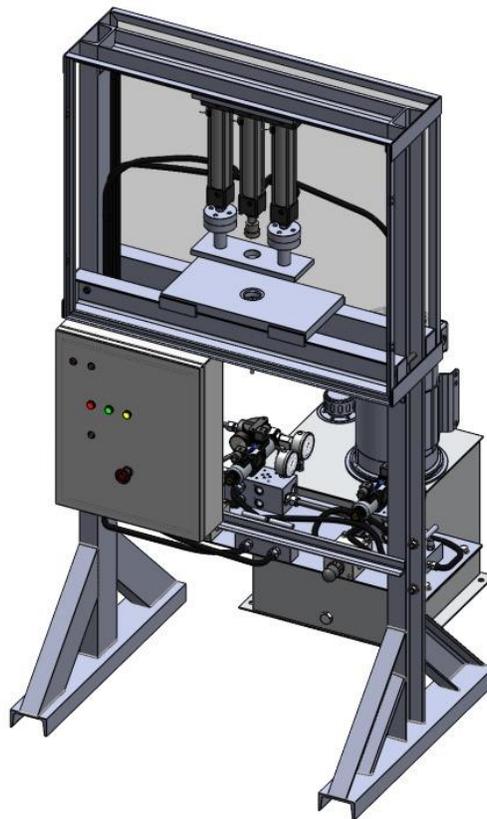


Fig. 3.2 Dibujo ensamble de componentes de la prensa.

Luego, se fijó la tapadera al tanque a través de pernos. Ahora se ensambló los respectivos componentes indicados a la salida del tanque. Se conectó el filtro de retorno, se ensambló el respiradero a través de los pernos.

En la Fig. 3.3 se presenta los principales componentes de la unidad de poder hidráulico con sus respectivas conexiones rígidas, en esta figura se presenta el tanque transparente con el fin de apreciar los componentes internos. El fluido se transportará al bloque de válvulas por medio de mangueras.

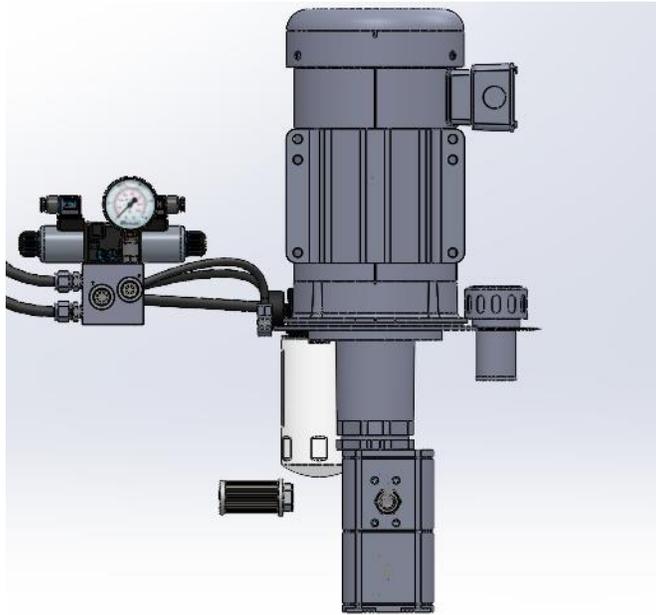


Fig. 3.3. Detalle de ensamblaje de componentes rígidos en el interior y exterior del tanque.



Fig. 3.4. Vista de componentes indicando las mangueras hidráulicas a utilizar.

Para el ensamble de los bloques de válvulas se montaron los manifolds, sobre la base para componentes hidráulicos utilizando los pernos y tuercas indicados. Una vez ensamblados los accesorios de conexión se montaron las válvulas de alivio proporcionales y las electroválvulas direccionales 4/3. Para el montaje de los manómetros se incluyeron válvulas de flujo antirretorno con el fin de poder desacoplar los manómetros sin despresurizar el sistema. Finalmente se ubican las válvulas de flujo de cada bloque, partiendo de estos con mangueras como se observa en Fig. 3.4, hacia los cilindros hidráulicos. Se esquematiza en la Fig. 3.5 un detalle de los bloques de válvulas.

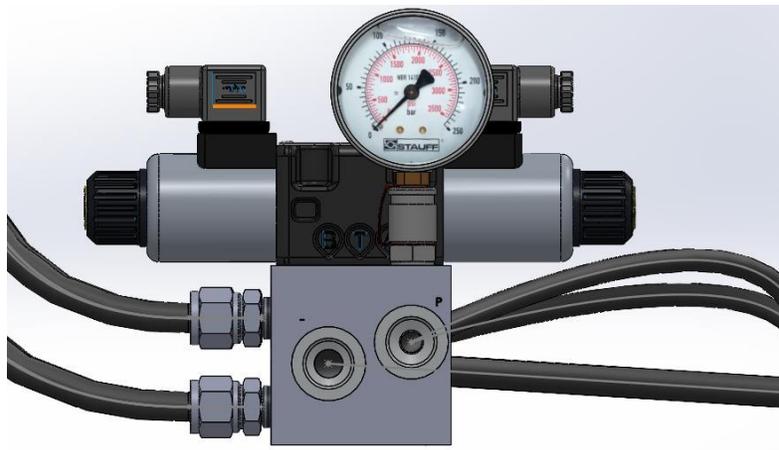


Fig. 3.5. Sistema de válvulas de direccionamiento.

Para el montaje de los cilindros se fijó por medio de brida al bloque metálico roscado, a través de pernos, bloque que se soldó a la viga superior, esta sujeción del cilindro se replica para cada cilindro. Una vez montados, se procederá a la conexión de las mangueras.

C) Ensamble de puerta y guarda de seguridad:

Para el ensamble de la estructura de seguridad se preparó la lámina de acrílico con las medidas especificadas en la Fig. 3.6 y su ubicación; cada segmento indicado en la figura se utilizará de la siguiente manera:

- Segmento 1: Lámina de protección delantera para puerta de seguridad;
- Segmento 2: Lámina de protección delantera para puerta de seguridad; y
- Segmento 3: Lámina de protección trasera.

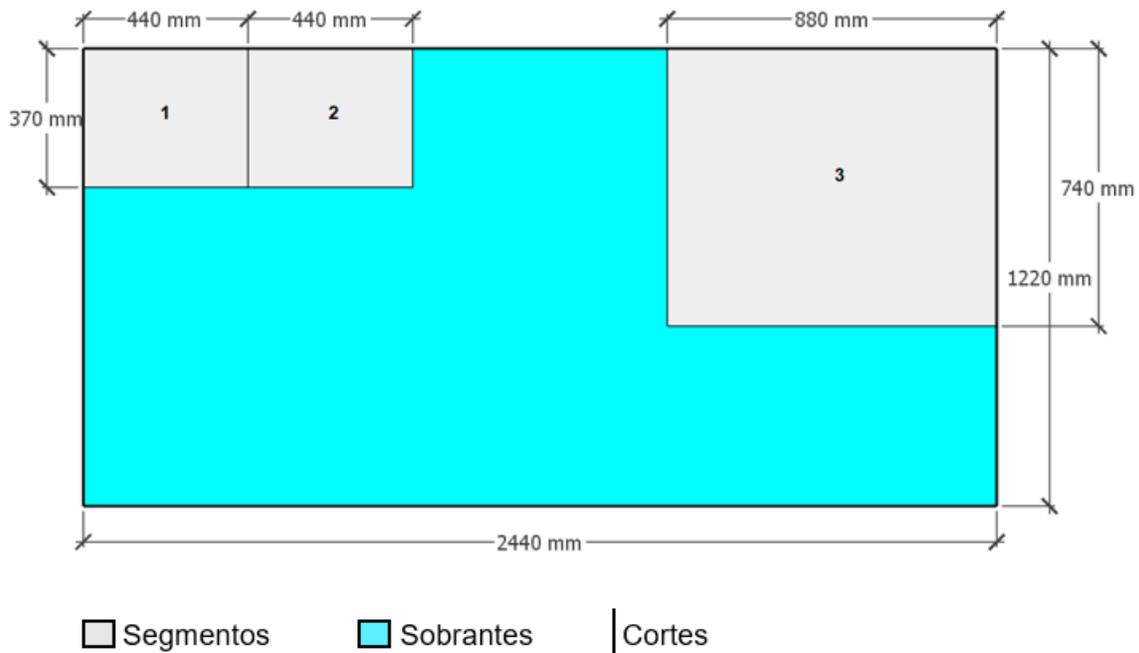


Fig. 3.6. Representación esquemática de cálculo de cantidades de láminas de acrílico.

Para el ensamble de las guardas de seguridad en la parte frontal y trasera de la estructura principal se empernó un marco metálico. Posterior a la instalación del marco, en la parte trasera se pegó una lámina de acrílico a través de pegamento especial; y en la parte frontal a través de bisagras y dos placas de acrílico se sujetó al marco principal que será la puerta. Una vez fijado el montaje de las guardas se procedió a la fijación del microswitch de seguridad y jaladeras de las puertas.

D) Ensamble del gabinete eléctrico:

Teniendo el panel eléctrico se procederá a realizar los agujeros necesarios en la tapadera para cada componente electrónico indicado en los ítems 117- 127 de la Fig. 3.7. En el interior del gabinete se perforan los agujeros para instalar el riel DIN y la canaleta que soportarán los componentes eléctricos y los cables. Se deben perforar agujeros en la estructura que son dos ángulos soldados a las columnas para la instalación del gabinete; se fija el gabinete con pernos y tuercas a dicha estructura. Finalmente se montan los componentes eléctricos (ítems 88- 94 de la Fig. 3.7) y se conectan por medio de cables a los componentes a controlar, tales como sensores, electroválvulas y motor.

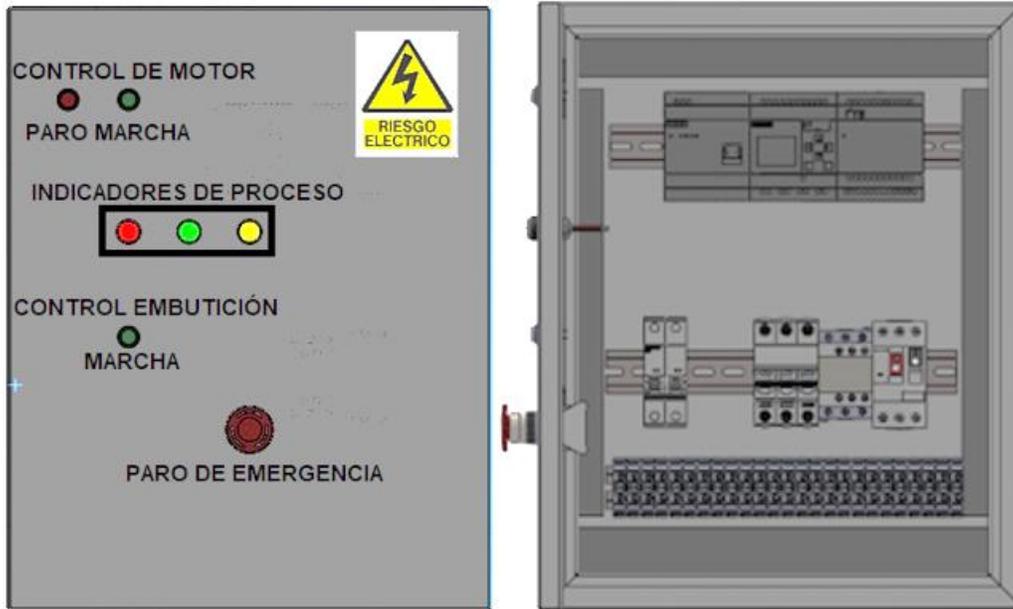


Fig. 3.7. Diseño del gabinete de control.

Tabla 3.1. Lista de componentes para ensamble de la máquina embutidora.

Nº	Cant.	Descripción
1	1	Motor 5 HP, 60 Hz, 1800 rpm, 230/460 V
2	1	Bomba de engranajes doble, serie PGP505
3	1	Montaje Motor/Bomba (Campana)
4	1	Acople, lado del motor
5	1	Inserto de Hytrel
6	1	Acople, lado de la bomba
7	1	Filtro de succión, 1/2 pulg NPT
8	2	Manifold, 2 estaciones, CETOP 3, Paralelo
9	2	Series RE06M*T - Válvula de alivio proporcional
10	2	Válvula reguladora de flujo, antirretorno, 1/4 pulg NPT
11	2	Manómetro 0-3000 psi
12	3	Válvula direccional 4/3, Centro Tándem, Serie D1VW
13	3	Cilindro doble efecto, 200 stroke
14	1	Filtro de retorno, spin-on
15	1	Tanque hidráulico de 10 galones
16	1	Visor de nivel (5 pulg de longitud) (incluido en tanque)
17	1	Respirador de tanque (incluido en tanque)
18	4	Conector eléctrico DIN 30 mm
19	1	Empaque para montaje de motor (1/16 pulg)
20	2	Reductor 1/2 pulg NPT macho - 1/4 pulg NPT hembra
21	2	Reductor 1/2 pulg NPT macho - 3/8 pulg NPT hembra
22	3	Conector codo 1/4 pulg NPT macho-hembra
23	2	Conector codo 1/4 pulg NPT macho-macho
24	2	Conector codo 1/4 pulg NPT hembra-hembra

Continúa

Continuación.- Tabla 3.1. Lista de componentes para ensamble de la máquina embutidora.

Nº	Cant.	Descripción
25	2	Niple 1/4 pulg NPT
26	2	Conector recto 1/4 pulg NPT hembra - 1/4 pulg NPT hembra
27	2	Unión T 3/8 pulg NPT hembra
28	4	Unión T 1/4 pulg NPT macho
29	2	Tapón 1/2 pulg NPT macho
30	2	Reductor 3/4 pulg NPT macho - 3/8 pulg NPT hembra
31	1	Conector codo 3/8 pulg NPT macho-hembra
32	1	Conector recto 3/8 pulg NPT hembra - 3/8 pulg NPT hembra
33	1	Unión T 3/8 pulg NPT hembra hembra-macho
34	2	Reductor 3/8 pulg NPT macho - 1/4 pulg NPT hembra
35	4	Tapón 3/8 pulg NPT macho
36	1*	Adaptador SAE 6 macho - 1/2 pulg NPT hembra
37	2*	Adaptador SAE 6 macho - 1/4 pulg NPT hembra
38	2*	Conector recto SAE 8 macho x 1/4 pulg NPT macho
39	2	Conector codo 1/4 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho
40	2	Conector recto 1/4 pulg NPT hembra x 1/4 pulg JIC macho
41	2	Conector recto 3/8 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho
42	2	Conector recto 1/2 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho
43	3	Conector recto SAE 8 macho x 1/4 pulg JIC macho
44	1	Conector codo 3/8 pulg NPT macho x 3/8 pulg JIC macho
45	1	Conector recto 3/8 pulg NPT macho x 3/8 pulg JIC macho
46	2	Conector codo 1/4 pulg Tubing, 1/4 pulg NPT macho
47	2	Conector recto 1/4 pulg Tubing x 1/4 pulg NPT macho
48	1	Conector codo 3/8 pulg Tubing, 3/8 pulg NPT macho
49	1	Conector recto 3/8 pulg Tubing, 3/8 pulg NPT macho
50	1	Tubing 3/8 pulg, con giro a 180°, 390 mm
51	1	Tubing 1/4 pulg, con giro a 90°, 210 mm
52	1	Tubing 1/4 pulg, con giro a 90°, 320 mm
53	1	Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2,000 mm de longitud, 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra
54	1	Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2,000 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra
55	2	Manguera hidráulica 5/16 pulg, 2,000 mm de longitud 3250 psi, conexiones rectas 5/16 pulg JIC hembra
56	2	Manguera hidráulica 1/4 pulg, 1660 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 1/4 pulg JIC hembra
57	1	Manguera hidráulica 1/4 pulg, 1220 mm de longitud 3250 psi, conexiones codos 1/4 pulg JIC hembra
58	1	Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2,000 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra
59	1	Manguera hidráulica 3/8 pulg, 680 mm de longitud 2600 psi, conexiones codos 3/8 pulg JIC hembra

Continúa

Continuación.- Tabla 3.1. Lista de componentes para ensamble de la máquina embutidora.

Nº	Cant.	Descripción
60	6	Perno cabeza hexagonal 3/16 x 1 pulg, rosca ordinaria (incluido en respirador)
61	5	Bornera conexión AWG 8 para tierra
62	40	Bornera conexión AWG 12-10 para riel DIN
63	1	Gabinete industrial 40x30x20 cm metal IP66 con PLA
64	2	Riel DIN para bornera y autómatas 35 mm sin agujero
65	2	Canaleta 40x40 mm PVC ranurada
66	1	Interruptor de potencia ON-OFF 63 AMP 4 polos
67	1	Niple galvanizado 3/8 pulg NPT x 5 pulg
68	2	Codo galvanizado hembra - hembra 1/2 pulg NPT
69	1	Niple galvanizado 1/2 pulg NPT x 2 pulg
70	1	Niple galvanizado 3/8 pulg NPT x 2 pulg
71	4	Perno 5/16 x 4 pulg, rosca ordinaria
72	16	Perno Allen 3/16 pulg x 1 1/2 pulg, rosca ordinaria
73	4	Perno cabeza hexagonal 3/8 x 1 pulg, rosca ordinaria
74	10	Perno cabeza hexagonal 3/8 x 2 pulg, rosca ordinaria
75	10	Arandela de presión 3/8 pulg, zincada
76	10	Arandela plana 3/8 pulg, zincada
77	12	Tuerca 3/8 pulg, rosca ordinaria
78	4	Perno cabeza hexagonal 1/2 x 1 pulg, rosca ordinaria
79	4	Arandela plana 1/2 pulg, zincado
80	6	Perno cabeza hexagonal 5/16 x 1 pulg, rosca ordinaria
81	10	Tuerca 5/16 pulg, rosca ordinaria
82	1	Bloque de acero, 280x100x25 mm
83	1	Ángulo ¼ x de 1 ¼ pulg
84	1	Ángulo de 1/8 x 3/4 pulg
85	1	Lámina de acrílico transparente 2.5 mm, 2.44 m x 1.22 m
86	2	Haladera aluminio mate 128mm
87	4	Bisagra alcayate 3x3 plg
88	1	Fuente de alimentación 24 VDC
89	1	Logo V8.3
90	1	Contactador 16 A
91	1	Módulo de ampliación dm16 v.8 12/24rc6ed10551nb100ba2 SIEMENS
92	1	Guardamotor, 7-10 A
93	1	Autómata(Motor)
94	1	Autómata(Control)
95	1	Indicador luminoso LED, color verde
96	2	Pulsador verde
97	1	Pulsador rojo
98	2	Perfil UPN100
99	1	Pletina de 1/8 x 2 pulg

3.2. MANUALES E INSTRUCCIONES OPERATIVAS

En la Fig. 3.8 se representa los indicadores, pulsadores, reguladores y dispositivos de seguridad y comunicación que contiene el gabinete de control para la operación de la prensa hidráulica para el embutido de piezas. En esta sección se describe para el usuario, el funcionamiento del equipo, mantenimiento y características de los componentes.



Fig. 3.8. Tablero de control de la máquina embutidora para piezas pequeñas de baja penetración.

3.2.1. MANUAL DE OPERACIÓN POR CONTROL MANUAL Y AUTOMÁTICO

Para que la máquina lleve a cabo el proceso de embutido, se pondrá a disposición el uso de botoneras, las cuales están ubicadas en el gabinete de control, además tienen conexión directa con el PLC, no se llevará a cabo ninguna acción mientras no se realice la programación correcta dentro del módulo de control; por tanto, se debe hacer uso de una computadora y un cable de red RJ45 para que se conecte al puerto de red del dispositivo, para realizar la instalación de dicho programa al PLC, se utiliza también el

programa proporcionado por el fabricante SIEMENS, llamado LOGO! SOFTcomfort, esto facilitará la comunicación entre computadora y el PLC; la programación se hará una vez.

- 1) La posición inicial indica que los cilindros del prensa chapa como el cilindro del punzón están en retracción es decir en A0, B0, C0, si por alguna razón se detuvo el proceso de embutición, se debe hacer un reset para que estos se ubiquen en la posición correcta.
- 2) Inicio de la secuencia, al pulsar el botón de marcha, se iniciará la embutición, por lo que comienza la extensión de los cilindros del prensa chapa en este caso los actuadores denominados por A y B, estos alcanzan el final de carrera o extensión máxima, ejerciendo la presión requerida para sujetar el disco a desarrollar
- 3) Etapa de embutición, se desplaza desde su posición inicial el actuador del punzón, denominado C, este procede a efectuar la embutición hasta la profundidad deseada, extendiéndose hasta su final de carrera, luego el actuador regresará a su posición de inicio para dar paso a la siguiente etapa.
- 4) Retracción del prensa chapa, una vez terminada la pieza, se inicia el regreso del prensa chapa a su posición inicial.

3.2.2. COMUNICACIÓN ENTRE DOS MÓDULOS LÓGICOS LOGO!

Para facilitar la programación en el siguiente proyecto se incluye un manual de las indicaciones de programar el dispositivo Logo paso a paso siguiendo las instrucciones siguientes:

- Verifique que tipo de alimentación necesitan los módulos LOGO! y cuáles son los bornes de conexión, sin energizarlos aún, conecte la alimentación, dos pulsadores normalmente abiertos y dos lámparas a ambos tal como se presenta en la Fig. 3.9.
- Redes de comunicación industrial

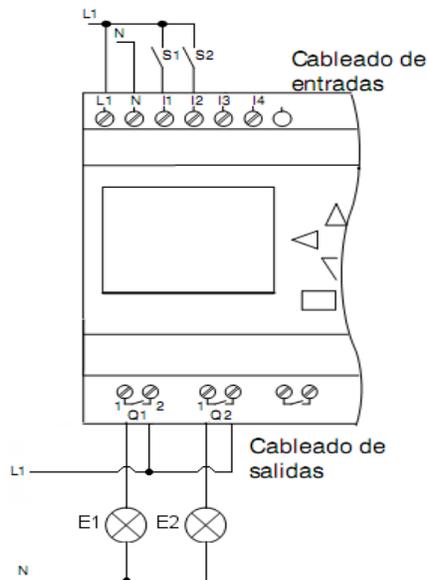


Fig. 3.9. Conexión de módulos LOGO! a dos botoneras y dos lámparas.

- Energice los módulos, ambos se encenderán mostrando alguna información en pantalla que depende de si hay algún programa en memoria y de si está corriendo o no, si observa el menú que se presenta en la Fig. 3.10 siga con el paso 4, si se presenta el mensaje “No Program Press ESC” presione el botón ESC y continúe con el paso 4, si aparece una hora y fecha siga con el paso 3.
- Presione el botón ESC, se mostrará la pantalla de la Fig. 3.10 ubique el cursor “>” mediante los botones arriba o abajo ▲▼ en la opción Stop y presione el botón **OK**, luego en la opción **Si** para confirmar que, si se quiere detener el programa, presione de nuevo **OK** y esta vez sí verá el menú de la Fig. 3.11.

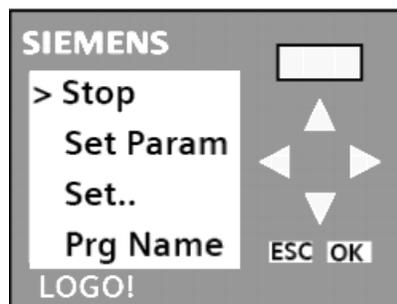


Fig. 3.10. Menú para detener el programa o setear parámetros.

- En el menú que se presenta en la Fig. 3.11 con el botón ▼ baje entre las opciones hasta pasar a la siguiente pantalla donde está la opción **Red**.



Fig. 3.11. Menú Inicial.

- Presione el botón **OK**, se mostrarán otro menú, ahí seleccione la opción **Direcc. Ip** y presione **OK**, verá la dirección IP que tiene el LOGO!, presione **OK** e ingrese en uno de los módulos la dirección **192.168.000.003**, con los botones ▲▼ se incrementan y decrementan respectivamente las cifras y con los botones ◀ ▶ se desplaza entre las cifras.
- Cuando haya finalizado presione **OK** y luego el botón ▼ para pasar a la máscara de subred, ingrese **255.255.255.000** como lo hizo con la dirección IP. Al finalizar presione **OK** y luego ▼ para finalmente configurar el **Gateway o pasarela** con la dirección **192.168.000.001**.
- Una vez ingresado todos estos datos, presione el botón **ESC** varias veces hasta que vuelva al menú inicial, Fig. 3.11.
- De la misma forma ingrese en el otro LOGO! La dirección **192.168.000.004**, máscara de subred **255.255.255.000** y el Gateway o pasarela con **192.168.000.001**.
- Ejecute el programa “LOGO!Soft Comfort V8.0” que se encuentra en “Inicio”, “Todos los programas”, “Siemens LOGO!Soft”.
- En la ventana del programa de clic en el botón “Nuevo” como se presenta en Fig. 3.12 para generar un nuevo archivo.



Fig. 3.12. Creando un nuevo archivo.

- Aparecerá la ventana de “Configuración de LOGO!“, (sino de clic en el menú “Archivo” y luego en “Propiedades”), en la primera pestaña “Configuración Offline”, seleccione la opción “General” y colóquele un nombre al programa e ingrese la dirección IP, máscara de subred y pasarela predeterminada del LOGO!, al que se va a conectar. Que en este caso serán las siguientes:
 - Dirección IP: **192.168.0.3**
 - Mascara de subred: **255.255.255.0**
 - Pasarela predeterminada: **192.168.0.1**
- De clic en “Aceptar” y del menú “Herramientas” seleccione la opción “Conexiones Ethernet”, se abrirá la ventana para configurar las conexiones, dentro de esta ventana de clic derecho en la opción “Conexiones Ethernet” y seleccione la opción “Agregar conexión de servidor”, ver Fig. 3.13.

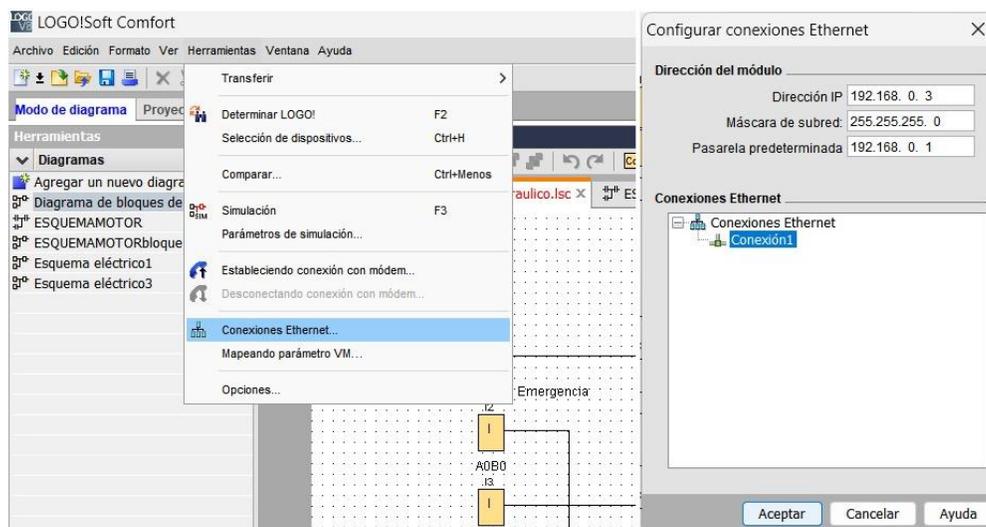


Fig. 3.13. Configuración de conexión Ethernet.

- Aparecerá agregada la conexión, de doble clic para entrar a la configuración de esta, ahí seleccione la opción “Aceptar todas las solicitudes de conexión” y coloque en “Propiedades remotas (Cliente)” como número de TSAP (Transport Service Access Point) 20.00 y presione “Aceptar” tanto en esta ventana como en la de “Configurar conexiones Ethernet”, Fig. 3.14.

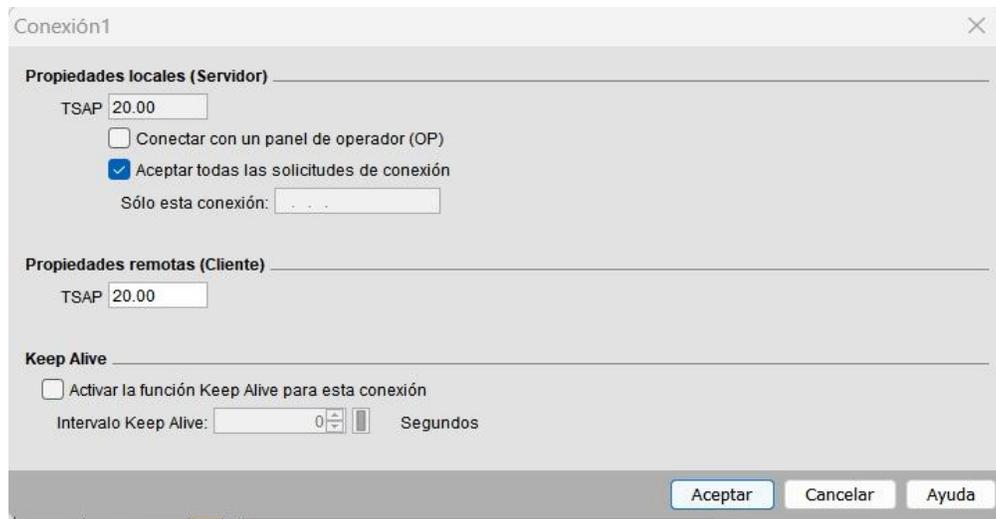


Fig. 3.14. Ventana de configuración de conexión de servidor.

- Para descargar la configuración y el programa al LOGO! a través del puerto Ethernet la computadora deberá tener una dirección perteneciente a la misma subred del LOGO!, para ello Ingrese a “Conexiones de red” en “Inicio”, “Panel de control”. De clic derecho sobre la “Conexión de área local” y en el menú desplegable de clic en “Propiedades”, en la ventana que se abre ubíquese en el elemento “Protocolo Internet (TCP/IP)” y luego presione el botón “Propiedades”, ahí seleccione la opción “Usar la siguiente dirección IP” e ingrese los siguientes datos como se presenta en Fig. 3.15:
 - Dirección IP: **192.168.0.10**
 - Mascara de Subred: **255.255.255.0**
 - Puerta de enlace Predeterminada: **192.168.0.1**

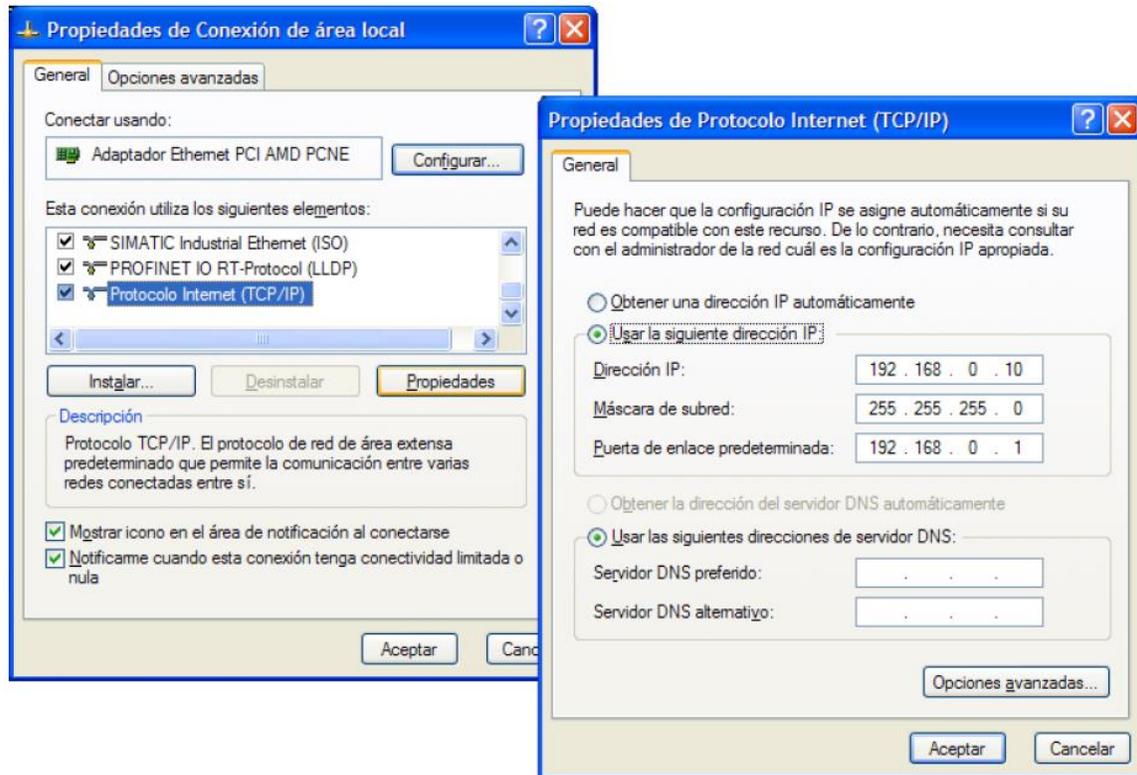


Fig. 3.15. Dirección IP, máscara de subred y puerta de enlace predeterminada de la PC.

- Conecte por medio del cable Ethernet a la PC con el LOGO! al que se le colocó la dirección **192.168.0.3**.
- En el LOGO!Soft Comfort descargue el programa ya sea activando el icono de descarga al PC-LOGO!:  o eligiendo del menú “Herramientas”, “Transferir”, “PC -> LOGO”. Aparecerá una ventana de “interfaz”, asegúrese que esté la opción “conectar mediante Ethernet” y la dirección del módulo al que se desea conectar y presione el botón “Probar” para que se asegure de que exista una buena comunicación con el LOGO! Si todo está bien deberá aparecer un cheque verde tal como se presenta en la Fig. 3.16, si no es así, revise la conexión, la dirección de la PC y del LOGO!
- Si la conexión es correcta presione “Aceptar” para transferir el programa, deje al LOGO! en modo RUN.

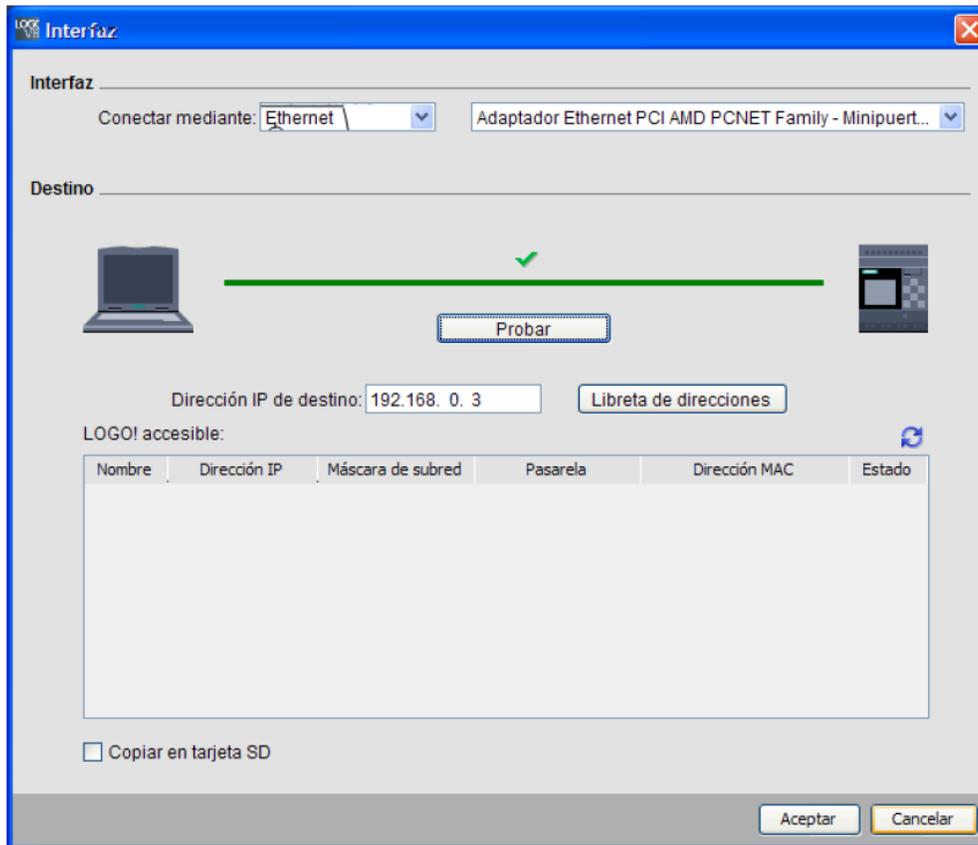


Fig. 3.16. Ventana Interfaz.

- Genere un nuevo archivo en el LOGO!Soft Comfort, pero ahora para el otro LOGO! Que deberá tener la siguiente información:
 - Dirección IP: **192.168.0.4**
 - Mascara de subred: **255.255.255.0**
 - Pasarela predeterminada: **192.168.0.1**
- De menú “Herramientas” seleccione la opción “Conexiones Ethernet”, se abrirá la ventana para configurar las conexiones, dentro de esta ventana de clic derecho en la opción “Conexiones Ethernet” y seleccione la opción “Agregar conexión de cliente”, Fig. 3.17.

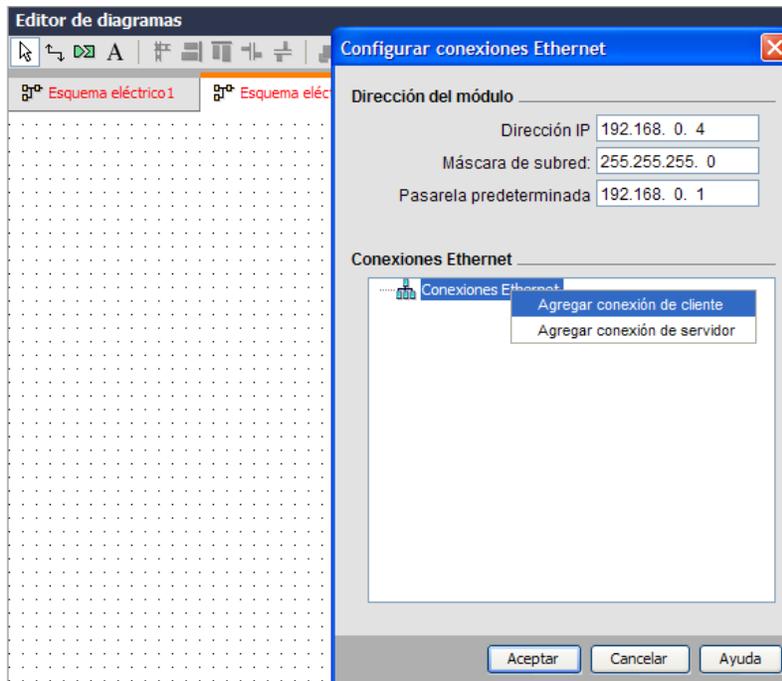


Fig. 3.17. Agregar conexión de cliente.

- Aparecerá agregada la conexión, de doble clic para abrir la ventana de configuración, ahí coloque en “Propiedades remotas (Servidor)” un TSAP de 20.00 y la dirección IP del servidor 192.168.0.3, en la “Transferencia de datos” seleccione en la primera fila la opción VB, Fig. 3.18.

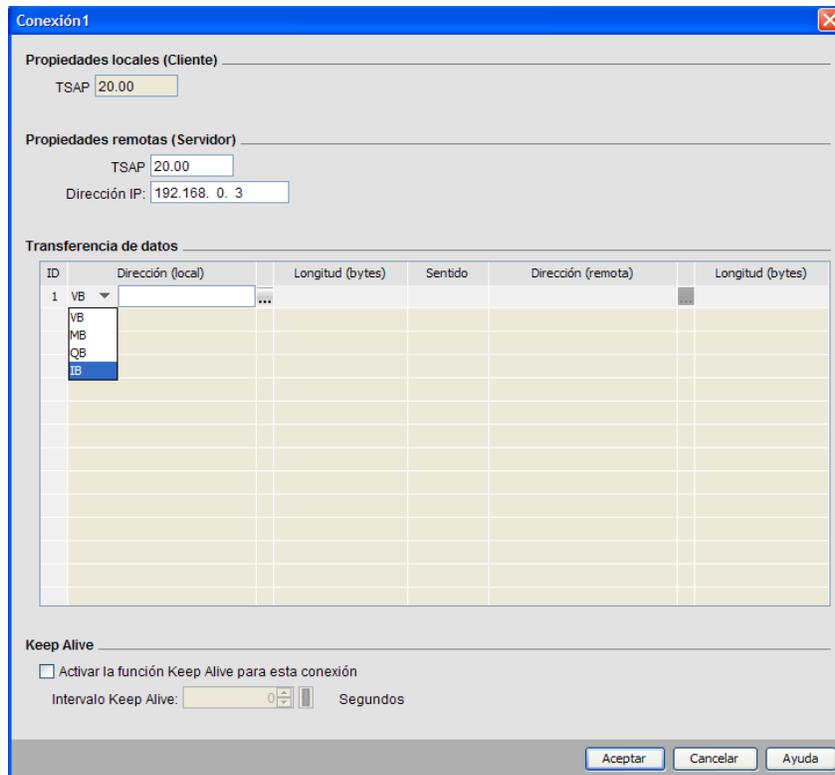


Fig. 3.18. Ventana de configuración de conexión de cliente.

- Ingrese los datos que se presentan en la Fig. 3.19, aquí se indica que las entradas IB0 del servidor se guardarán en la dirección de memoria VB1 del cliente y que las entradas IB0 del cliente se guardarán en la localidad de memoria VB0 del servidor.

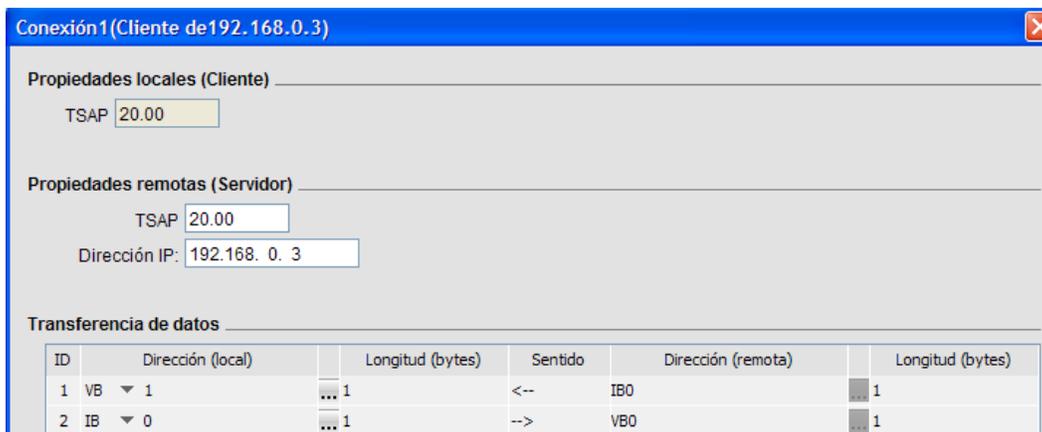


Fig. 3.19. Transferencia de datos configurada en el cliente.

- Cree el esquema eléctrico mostrado en la Fig. 3.20, conecte ahora la PC al LOGO! con la dirección 192.168.0.4, descargue el programa y déjelo en modo RUN.

3.2.3. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD

Existen tres principales pautas previas a la operación de cualquier equipo, que garantizan la integridad física del operador y del equipo mismo; estas pautas se basan en reglas básicas de seguridad que sirven de guía general para la correcta operación del equipo:

a) Reglas de seguridad.

- Realice todas las inspecciones de rutina y regulares según como se indica en este manual;
- Verifique siempre la integridad del equipo de seguridad antes de cada operación;
- No opere el equipo en condiciones superiores a las indicadas como máximas en el apartado de especificaciones técnicas; y
- Utilice siempre el sentido común para prever situaciones de riesgo.

b) Aspectos de seguridad.

- Riesgos eléctricos: Se debe de asegurar siempre de que las condiciones de aislamiento de los cables eléctricos de control y alimentación se encuentren en buenas condiciones, sin exposición que provoquen cortocircuitos, electrocución directa o por conducción. Además, estos podrían provocar conatos de incendio o incendios por medio de materiales combustibles como el mismo aceite con el que opera el equipo.
- Riesgo de incendio: Una vez verificadas las condiciones del sistema eléctrico, antes de conectarlo y en caso de no identificar exposición eléctrica, mantenga la prudencia de evitar derrames de aceite que pueda funcionar como combustible en caso de cortocircuito.
- Riesgos de atrapamiento: Es importante que antes de operar el equipo se asegure que las guardas de seguridad se encuentren en buenas condiciones, sin que existan aberturas o rupturas que permitan introducir objetos o miembros dentro del espacio de trabajo. También debe de verificar que los interruptores de seguridad tipo microswitch funcionen como corresponden, interrumpiendo la máquina al abrir la compuerta. Por último, asegúrese que el interruptor de emergencia de seguridad detenga inmediatamente el equipo al ser accionado.

- Riesgos de cortadura: Una sugerencia importante es que debe de garantizar las buenas condiciones de las guardas de seguridad, procurando no golpearlo con objetos contundentes o forzar la malla, debido a que este se puede desprender de las uniones, provocando bordes filosos que ocasionen cortaduras.

c) Mantenimiento.

Para garantizar una correcta operación del equipo, así como las condiciones de seguridad mínimas, es importante respetar las frecuencias y actividades de mantenimiento recomendadas en este apartado. Se debe de tener en consideración que de acuerdo con el nivel de utilización estas actividades podrían cambiar la frecuencia de su realización, aunque no se recomienda eliminarlas completamente, lo anteriormente descrito se desarrolla mediante el plan de mantenimiento presentado en la Tabla 3.2.

El programa de mantenimiento se divide en sistemas, los cuales se subdividen en partes; de acuerdo con la naturaleza de estas partes se asignan actividades de mantenimiento y su frecuencia, la cual se relaciona con la durabilidad del componente de acuerdo con estándares de referencia, información técnica del fabricante o históricos de deterioro y fallas comunes de estos. Esta frecuencia se puede establecer en un período de tiempo como días, semanas o meses, así como en horas de operación e incluso antes de cada operación. Dichas actividades se realizan por personal responsable de acuerdo con su nivel de experiencia, como bien podría ser técnico u operador.

Tabla 3.2. Plan de mantenimiento

Sistema	Parte	Actividad	Frecuencia	Responsable
Sistema Hidráulico	Bomba	Inspección auditiva	6 meses	Técnico
		Limpieza	1 año	Técnico
		Rodamientos de bomba: Revisión y cambio si aplica	1 año	Técnico
		Eje de bomba: Revisión y cambio si aplica	1 año	Técnico
	Mangueras	Revisión por fugas o deterioro	4 meses	Operador
	Válvulas	Revisión por fugas o deterioro	4 meses	Operador
		Limpieza	6 meses	Operador
	Accesorios hidráulicos	Revisión por fugas	4 meses	Operador
	Actuadores	Revisión por fugas	3 meses	Operador
		O ring: Revisión y cambio si aplica	1 año	Técnico
		Limpieza	1 año	Operador
	Deposito	Revisión por fuga	3 meses	Operador
		Limpieza	6 meses	Operador
		Revisión nivel de aceite	3 meses	Operador
		Cambio de aceite	1 año	Técnico
Filtros	Revisión por fuga	3 meses	Operador	
	Revisión y cambio si aplica	1 año	Operador	
Sistema Mecánico	Motor	Rodamientos: Revisión y cambio si aplica	1 año	Técnico
		Eje, cuña y cuñero: Revisión por desgaste	1 año	Técnico
		Empaquetadura: Revisión por fuga y cambio si aplica	1 año	Técnico
	Coupling Motor-Bomba	Acoples e inserto: Revisión por deterioro	6 meses	Técnico
Sistema eléctrico y de control	Transmisor de presión	Limpieza y calibración	1 año	Técnico
	Cables	Revisión de conexiones	6 meses	Técnico
	Manómetros	Calibración o cambio	1 año	Técnico
	Conectores DIN	Revisión y Limpieza	6 meses	Operador
	Tablero de control	Breaker, contactores, autómatas, borneras, pulsadores, fuente de poder y PLC: Revisión, limpieza y reapriete de contactos y respaldo de PLC.	6 meses	Técnico

Continuación.

Continuación.- Tabla 3.2. Plan de mantenimiento

Sistema	Parte	Actividad	Frecuencia	Responsable
Sistema de seguridad	Guardas	Revisión de estado y sujeción	Antes de cada operación	Operador
	Microswitch	Revisión de estado y funcionamiento	Antes de cada operación	Operador
	Paro de emergencia	Revisión de estado y funcionamiento	Antes de cada operación	Operador
Sistema estructural	Estructura	Revisión por corrosión o deterioro y aplicación de pintura	1 año	Operador
		Limpieza	3 meses	Operador
	Guarda	Limpieza	3 meses	Operador

3.2.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A continuación, se presenta las especificaciones técnicas relevantes para los usuarios de la máquina propuesta, las cuales describen características o capacidad de los componentes más críticos, como lo son el motor eléctrico, la bomba y cilindros hidráulicos, tal como se presenta en la Tablas 3.3 - 3.5.

Tabla 3.3. Especificaciones técnicas del motor eléctrico.

Variable	Valor
Potencia, HP	5
Velocidad síncrona, rpm	1800
Frecuencia, Hz	60
Fases	3
Voltaje, V	208 - 230/460
Número de polos	4

Tabla 3.4. Especificaciones técnicas de la bomba.

Variable	Valor
Caudal, cm ³ /s	196.66
Presión máxima alcanzable, MPa	29

Tabla 3.5. Especificaciones técnicas del cilindro hidráulico.

Variable	Valor
Carrera, mm	200
Presión, MPa	9.64
Diámetro de embutición utilizando una presión de 9.64 MPa, mm	37

3.3 COSTOS DE FABRICACIÓN

En la Tabla 3.1 se presenta la lista de los componentes de la máquina para embutir; en dicha lista se presenta el número correlativo de componente (que a su vez se representan de forma gráfica en la Fig. 3.2, la cantidad de cada tipo de componente, su descripción, la marca o fabricante de estos y el proveedor local o del exterior que los suministrará.

Los costos asociados a los componentes, materias primas y consumibles, servicios de fabricación y ensamblaje adicionales, se desglosan en las Tablas 3.6-3.12. La tabla corresponde a los componentes que serán adquiridos por diferentes proveedores y los costos presentados se sustentan sobre la base de cotizaciones obtenidas de dichos proveedores, las cuales se documentan en los Anexos D.

Los costos de los proveedores de Autocontrol S.A de C.V., Vidrí S.A de C.V., Freund S.A de C.V., Didelco S.A de C.V., entre otros proveedores se desglosan entre los diferentes sistemas de la máquina embutidora tal como se presenta en las Tablas 3.6 - 3.12, en éstas se detallan por precio unitario y en la Tabla 3.13 están los totales de los diferentes sistemas y el costo total de la máquina embutidora.

Tabla 3.6. Costos de componentes del sistema hidráulico principal de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Bomba de engranajes doble	1	919.00	919.00
Motor eléctrico 5 HP, 1750 RPM, 3 PH, 230/460 VAC, 184TC	1	2140.78	2140.78
Acople bomba	1	55.25	55.25
Acople motor	1	55.25	55.25
Inserto	1	25.50	25.50
Montaje motor/bomba (campana)	1	170.00	170.00
Cilindro hidráulico, doble efecto, 200 mm stroke	3	477.36	1432.08
Manifold, 2 estaciones, CETOP 3, paralelo	2	253.56	507.12
Series D1VW- Válvula direccional 4/3	2	361.92	723.84
Conector eléctrico DIN 30 mm	4	17.71	70.84
Válvula de alivio de presión	2	149.85	299.70
Manómetro 0-300 psi	2	46.39	92.78
Válvula reguladora de flujo hidráulico antirretorno, 1/4 pulg NPT	2	65.16	130.32
Filtro de 3/4, tipo spin-on de 10 μ m	1	69.87	69.87
Filtro de succión, 1/2 pulg NPT	1	35.32	35.32
Aceite hidráulico ISO 46, cubeta 5 galones	2	57.91	115.82
Tanque hidráulico 10 galones	1	712.80	712.80
Respirador para tanque con canasta	1	56.05	56.05
Visor de nivel y temperatura de 5 pulg	1	74.38	74.38
Empaque para montaje de motor con la bomba	1	21.50	21.50
Subtotal =			7708.20

Tabla 3.7. Costos de accesorios de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Reductor 1/2 pulg NPT macho - 1/4 pulg NPT hembra	2	5.37	10.74
Reductor 1/2 pulg NPT macho - 3/8 pulg NPT hembra	2	4.71	9.42
Conector codo 1/4 pulg NPT hembra-hembra	2	6.44	12.88
Niple 1/4 pulg NPT	2	1.68	3.36
Conector recto 1/4 pulg NPT hembra - 1/4 pulg NPT hembra	2	3.66	7.32
T 3/8 pulg NPT hembra	2	12.53	25.06
T 1/4 pulg NPT macho	4	6.08	24.32
Reductor 3/4 pulg NPT macho - 3/8 pulg NPT hembra	2	3.76	7.52
Conector codo 1/4 pulg NPT macho-macho	2	8.16	16.32
Conector codo 1/4 pulg NPT macho-hembra	3	8.16	24.48
Conector codo 3/8 pulg NPT macho-hembra	1	8.84	8.84
Conector recto 3/8 pulg NPT hembra - 3/8 pulg NPT hembra	1	5.29	5.29
Tee 3/8 pulg NPT hembra-hembra-macho	1	14.97	14.97
Reductor 3/8 pulg NPT macho - 1/4 pulg NPT hembra	2	3.48	6.96
Reductor macho 1-5/16 SAE - 1/2 pulg NPT hembra	1	14.23	14.23
Reductor macho 9/16 SAE - 1/4 pulg NPT hembra	2	2.72	5.44
Conector recto SAE 8 macho x 1/4 pulg NPT macho	2	21.64	43.28
Tapón 1/2 pulg NPT macho	3	3.85	11.55
Tapón 3/8 pulg NPT macho	6	2.95	17.7

Continúa.

Continuación.- Tabla 3.7. Costos de accesorios de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Niple galvanizado 3/8 pulg NPT x 5 pulg	1	1.55	1.55
Niple galvanizado 3/8 pulg NPT x 8 pulg	1	0.85	0.85
Codo galvanizado hembra-hembra 1/2 pulg NPT	2	0.95	1.90
Niple galvanizado 1/2 pulg NPT x 2 pulg	1	0.50	0.50
Niple galvanizado 3/8 pulg NPT x 2 pulg	1	0.85	0.85
Conector codo 1/4 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho	2	3.86	7.72
Conector recto 1/4 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho	2	2.61	5.22
Conector recto 1/4 pulg NPT hembra x 1/4 pulg JIC macho	2	4.37	8.74
Conector recto 3/8 pulg NPT macho x 3/8 pulg JIC macho	1	7.15	7.15
Conector recto 1/2 pulg NPT macho x 1/4 pulg JIC macho	2	6.81	13.62
Conector recto SAE 8 macho x 1/4 pulg JIC macho	3	21.64	64.92
Conector codo 3/8 pulg NPT macho x 3/8 pulg JIC macho	1	6.33	6.33
Conector codo 1/4 pulg Tubing, 1/4 pulg NPT macho	2	8.57	17.14
Conector recto 1/4 pulg Tubing x 1/4 pulg NPT macho	2	5.14	10.28
Conector recto 1/4 pulg Tubing, SAE 6 macho	4	19.79	79.16
Conector codo 3/8 pulg Tubing, 3/8 pulg NPT macho	1	13.70	13.70
Conector recto 3/8 pulg Tubing, 3/8 pulg NPT macho	1	6.02	6.02
Subtotal =			515.33

Tabla 3.8. Costos de los componentes de la Tubería rígida de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Tubing 3/8 pulg, con giro a 180°, 390 mm	1	16.72	16.72
Tubing 1/4 pulg, con giro a 90°, 210 mm	1	3.63	3.63
Tubing 1/4 pulg, con giro a 90°, 320 mm	1	7.26	7.26
Subtotal =			27.61

Tabla 3.9. Costos de los componentes de la Mangueras hidráulicas de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2000 mm de longitud, 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra	1	53.27	53.27
Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2000 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra	1	53.27	53.27
Manguera hidráulica 5/16 pulg, 2,000 mm de longitud 3250 psi, conexiones rectas 5/16 pulg JIC hembra	2	36.41	72.82
Manguera hidráulica 1/4 pulg, 2,000 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 1/4 pulg JIC hembra	2	44.21	88.42
Manguera hidráulica 1/4 pulg, 2000 mm de longitud 3250 psi, conexiones codos 1/4 pulg JIC hembra	1	57.25	57.25
Manguera hidráulica 5/8 pulg, 2000 mm de longitud 3250 psi, conexión recta y codo 5/8 pulg JIC hembra	1	53.27	53.27
Manguera hidráulica 3/8 pulg, 680 mm de longitud 2600 psi, conexiones codos 3/8 pulg JIC hembra	1	31.83	31.83
Subtotal =			410.13

Tabla 3.10. Costos de los componentes de la Tornillería de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Perno 5/16 x 4 pulg, rosca ordinaria	4	1.85	7.40
Perno Allen 3/16 x 1 1/2 pulg, rosca ordinaria	16	0.20	3.20
Perno cabeza hexagonal 3/8 x 1 pulg, rosca ordinaria	4	0.85	3.40
Perno cabeza hexagonal 3/8 x 2 pulg, rosca ordinaria	10	0.99	9.90
Arandela de presión 3/8 pulg, zincada	10	0.04	0.40
Arandela plana 3/8 pulg, zincada	10	0.06	0.60
Tuerca 3/8 pulg, rosca ordinaria	12	0.12	1.44
Perno cabeza hexagonal 1/2 x 1 pulg, rosca ordinaria	4	0.99	3.96
Arandela de presión 1/2 pulg, zincada	4	0.08	0.32
Arandela plana 1/2 pulg, zincada	4	0.15	0.60
Perno cabeza hexagonal 5/16 x 1 pulg, rosca ordinaria	6	0.41	2.46
Tuerca 5/16 pulg, rosca ordinaria	10	0.08	0.80
Subtotal =			34.48

Tabla 3.11. Costos de los componentes del Sistema eléctrico y de control de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Fuente de alimentación 24 VDC	1	99.95	99.95
LOGO! V8.3	1	205.00	205.00
Contactador 17 A	1	67.50	67.50
Guardamotor, 7-10 A	1	92.50	92.50
Autómata, 20 A, 3P (Motor)	1	26.95	26.95
Autómata, 2 A, 2P (Control)	1	26.50	26.50
Módulo de ampliación dm16 v.8 12/24 rc	1	180.00	180.00
Indicador luminoso LED, color verde	1	2.70	2.70
SIEMENS- Pulsador verde led 22 mm	2	17.95	35.90
SIEMENS- Pulsador rojo	1	17.95	17.95
Indicador luminoso LED, color rojo	1	4.20	4.20
Indicador luminoso LED, color amarillo	1	5.10	5.10
Bornera conexión AWG 8 para tierra	6	5.25	31.5
Bornera conexión AWG 12-10 para riel DIN	50	1.25	62.50
Microswitch	1	41.47	41.47
Riel DIN para bornera y autómatas 35 mm sin agujero	2	3.95	7.90
Canaleta 40x40 mm PVC ranurada	1	15.00	15.00
Interruptor de potencia ON-OFF 63 AMP 4 polos	1	43.00	43.00
Cable THHN 12 negro UL	10	0.49	4.90
Cable THHN 12 rojo UL	10	0.56	5.60
Cable THHN 12 blanco UL	10	0.49	4.90
Cable THHN 12 verde UL	5	0.49	2.45
Gabinete industrial 40x30x20 cm metal IP66	1	67.00	67.00
Subtotal =			1,050.47

Tabla 3.12. Costos de los componentes del Diseño estructural de la máquina embutidora.

Elemento	Cant.	C/U, \$	C/T, \$
Libras de electrodo para estructura	10	2.20	22.00
Ángulo 1/4 pulg, 1 1/4 espesor	1	31.25	31.25
Lámina acrílica transparente 2.5 mm, 1.22 x 2.44 m	1	79.95	79.95
Sellador acrílico Alex plus 300 ml	2	4.75	9.50
Par de bisagras alcayate nudo 3 x 3 pulg	2	1.40	2.80
Haladera aluminio mate 128 mm	2	2.10	4.20
Pletina de 1/8 x 2 pulg	1	13.00	13.00
Placa matriz 400 x 200 mm, 25 mm espesor	1	75.00	75.00
Bloque de acero 280 x 100 mm, 25 mm espesor	1	50.00	50.00
Perfil UPN100	2	195.58	391.16
Tacos de caucho vulcanizado para patas de estructura metálica tipo armadura	4	45.00	180.00
Prensa chapa	1	60.00	60.00
Ángulo de 1/8 x 3/4 pulg	1	7.25	7.25
Chapa de aluminio, 0.5 mm de espesor	2	35.00	70.00
Subtotal =			926.11

Tabla 3.13. Costos de la máquina embutidora.

Sistemas	C/T, \$
Hidráulico principal	7708.20
Hidráulico	515.33
Tubería rígida	27.61
Mangueras hidráulicas	410.13
Tornillería	34.48
eléctrico y de control	1,050.47
Diseño estructural	926.11
Total, sin IVA =	10,672.33
IVA =	1,387.40
Total, con IVA =	12,059.74

El costo total actual para la fabricación de la máquina embutidora para piezas pequeñas es de \$12,059.74; este monto puede variar respecto a la inflación del mercado y las leyes que establecen los impuestos a los productos importados.

Dado que se proyecta que dicha prensa sea fabricada y ensamblada por estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad de El Salvador, como un proyecto didáctico con fines académico; donde podrán poner en práctica los conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica, mediante la interpretación de la información técnica que se describe en el presente trabajo, como con la ejecución de dicho proyecto.

CONCLUSIONES

Al concluir el presente trabajo de graduación sobre el diseño de una máquina embutidora para piezas pequeñas para uso didáctico, se puede concluir que:

- La capacidad y dimensiones de la máquina embutidora están determinados por el tonelaje de embutición, en el cual se usan tres cilindros hidráulicos, un intervalo de presión de embutición y sujeción relativamente bajo, dimensiones y geometrías medianamente complejas; estas condicionaron la capacidad y distribución de los componentes hidráulicos y estructurales, debido al diseño sucesivo de los componentes que se relacionan entre sí por las mismas variables.
- Con la información bibliográfica recopilada mediante investigaciones se ha posibilitado fundamentar los conocimientos particulares sobre prensas hidráulicas de embutición, estableciendo criterios y parámetros a considerar en su diseño, aunque fueron complementados mediante los amplios conocimientos adquiridos en las áreas de hidráulica, mecánica de materiales, procesos de fabricación y adicionalmente el área de automatización exigió un esfuerzo extra para complementar los conocimientos básicos que se contaban para el diseño de dicho trabajo de graduación.
- La prensa hidráulica diseñada dispone de una capacidad de desarrollar una carrera de 200 mm por cada cilindro hidráulico, con una presión hidráulica máxima a embutir de 9.64 MPa, los cuales son alimentados con una bomba de engranajes con un caudal de 11.8 l/min capaz de entregar una presión máxima de 29 MPa, ésta a su vez es accionada por un motor de 5 HP a 1800 rpm y una alimentación eléctrica de 230/460 V trifásica. Estos componentes se controlan mediante el uso de un controlador lógico programable, el cual comanda las electroválvulas direccionales, válvulas de alivio proporcionales y recibe señales de los sensores de presión y posición; y mediante estas señales ejecuta un lazo de retroalimentación que permite ejecutar la secuencia de embutición previamente seteados.

- Al diseñar la máquina embutidora cobra mucha importancia el aspecto de seguridad, ya que la máquina será operada por estudiantes por lo que fue necesario dotarla de dispositivos de seguridad al operar la misma y seguir el manual de mantenimiento y seguridad. Para esta área se ha utilizado guardas y micros de seguridad ubicados en la estructura y una parada de emergencia.
- Que la rigidez de la estructura cobra gran importancia, debido a que ésta soportará grandes presiones en el proceso de operación. En el caso particular de este trabajo de graduación, al igual que en los cilindros hidráulicos, las vigas que soportan las placas terminaron siendo seleccionadas a la sección inmediata superior según los cálculos realizados, una justificación de esto es que en medio nacional no se cuenta con ciertos perfiles a pesar de estar dentro de un catálogo.

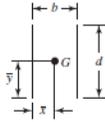
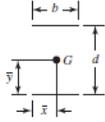
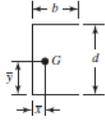
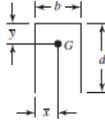
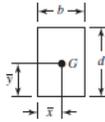
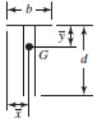
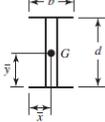
BIBLIOGRAFÍA

- [1] Avner, S.H. (1979). *Introducción a la metalurgia física*. (2.^a ed.). Estados Unidos: Editorial McGraw-Hill Book Co., INC.
- [2] Groover, M. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna* (3.^a ed.). New Jersey: J. Willey.
- [3] Dieter, G. (1970). *Metalurgia Mecánica*. Editorial Mc Graw-Hill, E.U.A.
- [4] Rossi, M. (1979). *Estampado en frío de la chapa*. Madrid: Dossat.
- [5] Almandoz Berrondo, J., Mongelos Oquiñea, B., & Pellejero Salaberria, I. (2007). *Scribd*. Recuperado el 17 de abril de 2023, de Sistemas neumáticos y oleohidráulicos: <https://es.scribd.com/presentation/364543433/Sistemas-Neumaticos-y-Oleohidraulicos>
- [6] Creús Solé, A. (2011). *Neumática e Hidráulica*. Editorial Alfaomega, México.
- [7] Faires, V. (2003) *Diseño de Elementos de Máquinas*. Editorial Limusa. México.
- [8] FESTO HIDRÁULICA. (2000). CAP 7 Componentes hidráulicos. En D. Merkle, B. Schrader, & M. Thomes, *Hidráulica nivel básico*.
- [9] Meli Piralla, R. (1985). *Diseño estructural*. (2.^{da} ed.). Editorial Limusa, México
- [10] Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson.
- [11] Jack, C. MacCormac. (2010). *Análisis de Estructuras*. (4.^a ed.). Editorial Alfaomega, México.
- [12] Fundación ASCAMM; Centro Tecnológico. (2000). *Scribd*. Recuperado el 17 de abril 2023, de Scribd: <https://es.scribd.com/document/407624958/0-TEORIA-DE-LA-EMBUTICION-02-pdf#>
- [13] DUPCE03.- *Diseño de un útil de embutición*. Recuperado el 17 de abril de 2023 de: https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DUPCE/DUPCE03/es_DFM_DUPCE03_Contenidos/website_24_velocidad_de_embuticin_y_lubricacin.html
- [14] Shigley, Joseph E. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. (8.^a ed.) Ciudad de México: Mc. Graw Hill, 1994.
- [15] DeGarmo, E.P., Black J.T., & Kohser, R.A. (1988). *Materiales y Procesos de Fabricación*. (2.^a ed.). Editorial Reverte, México.
- [16] Proceso de embutido de chapas metálicas. Recuperado el 19 de abril de 2023 de: <https://www.monografias.com/trabajos23/embutido-chapas/embutido-chapas>

ANEXOS

ANEXOS A: PROPIEDADES DE SOLDADURA Y PROPIEDADES GEOMÉTRICAS

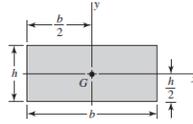
ANEXO A1. PROPIEDADES FLEXIONANTES DE LAS SOLDADURAS DE FILETE

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
8. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
9. 	$A = 1.414\pi r$		$I_u = \pi r^3$

* I_u , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de soldaduras, siendo h el tamaño de la soldadura; el plano del par flexionante es normal al plano de la página y paralelo al eje y; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

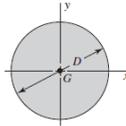
ANEXO A2. PROPIEDADES GEOMÉTRICAS DE FIGURAS

Rectángulo



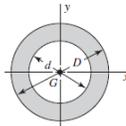
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



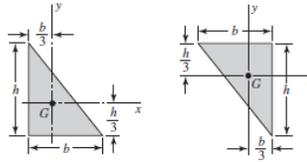
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Círculo hueco



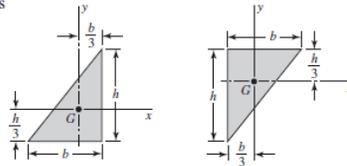
$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

Triángulos rectángulos



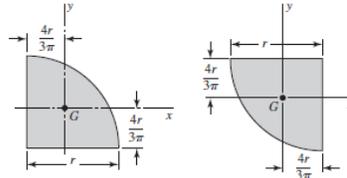
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72}$$

Triángulos rectángulos



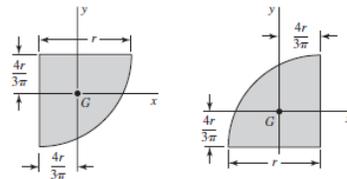
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

Cuarto de círculo



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

Cuarto de círculo



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

ANEXOS B: ANÁLISIS ESTÁTICOS

ANEXO B1. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ENSAMBLE DE LA ESTRUCTURA

Simulación del ensamble de la estructura upn100

Fecha: viernes, 14 de abril de 2023

Diseñador: JMORAN

Nombre de estudio: Análisis estático de la estructura

Tipo de análisis: Análisis estático

Programa: Analizado con SOLIDWORKS Simulation



Descripción

Análisis estático de estructura metálica hecha de perfil UPN 100, para conocer que la estructura cumpla las condiciones de soportar las fuerzas de operación del embutido sin que la estructura falle. Se usa el sistema métrico (MKS) para las unidades

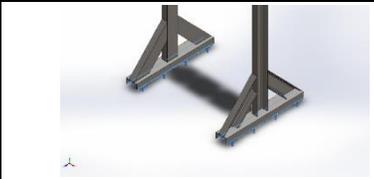
Suposiciones

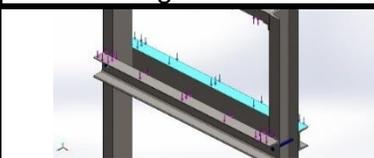
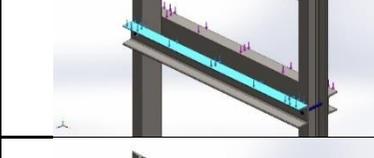
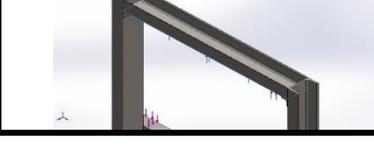
Las fuerzas que actúan en la estructura metálica son completamente verticales y no poseen componentes de fuerza en el plano horizontal.

Propiedades del material

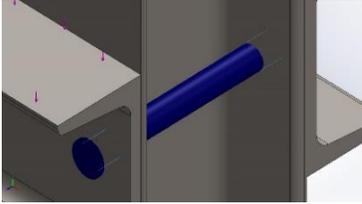
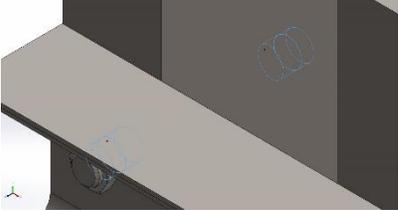
Propiedades	Componentes
<p>Nombre: ASTM A500</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error: Tensión de Von Mises</p> <p>Límite elástico: 2.3×10^8 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 3.1×10^8 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2×10^{11} N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 7.93×10^{10} N/m²</p>	<p>Sólido 1(Redondeo2) (ÁNGULOREFUERZO-1), Sólido 1(Redondeo2) (ÁNGULOREFUERZO-2), Sólido 1(Gestión de esquinas2(2)) (ESTRUCTURAUPN100-1), Sólido 2(Gestión de esquinas2(3)) (ESTRUCTURAUPN100-1), Sólido 3(Gestión de esquinas2(1)) (ESTRUCTURAUPN100-1), Sólido 1(Sistema estructural1) (PATAUPN100-1), Sólido 1(Sistema estructural1) (PATAUPN100-2), Sólido 1(Cortar-Extruir2) (SOPORTEPATA100-5), Sólido 1(Cortar-Extruir2) (SOPORTEPATA100-6), Sólido 1(Cortar-Extruir2) (SOPORTEPATA100-7), Sólido 1(Cortar-Extruir2) (SOPORTEPATA100-8), Sólido 1(Sistema estructural1) (VIGAUPN100-1), Sólido 1(Sistema estructural1) (VIGAUPN100-2)</p>

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo 1		Entidades: 5 aristas, 4 caras Tipo: Geometría fija

Fuerzas en vigas	Imagen de las fuerzas	Detalles de fuerza
Fuerza 1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 9,250 N
Fuerza 2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 9,250 N
Fuerza 3		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 18,500 N

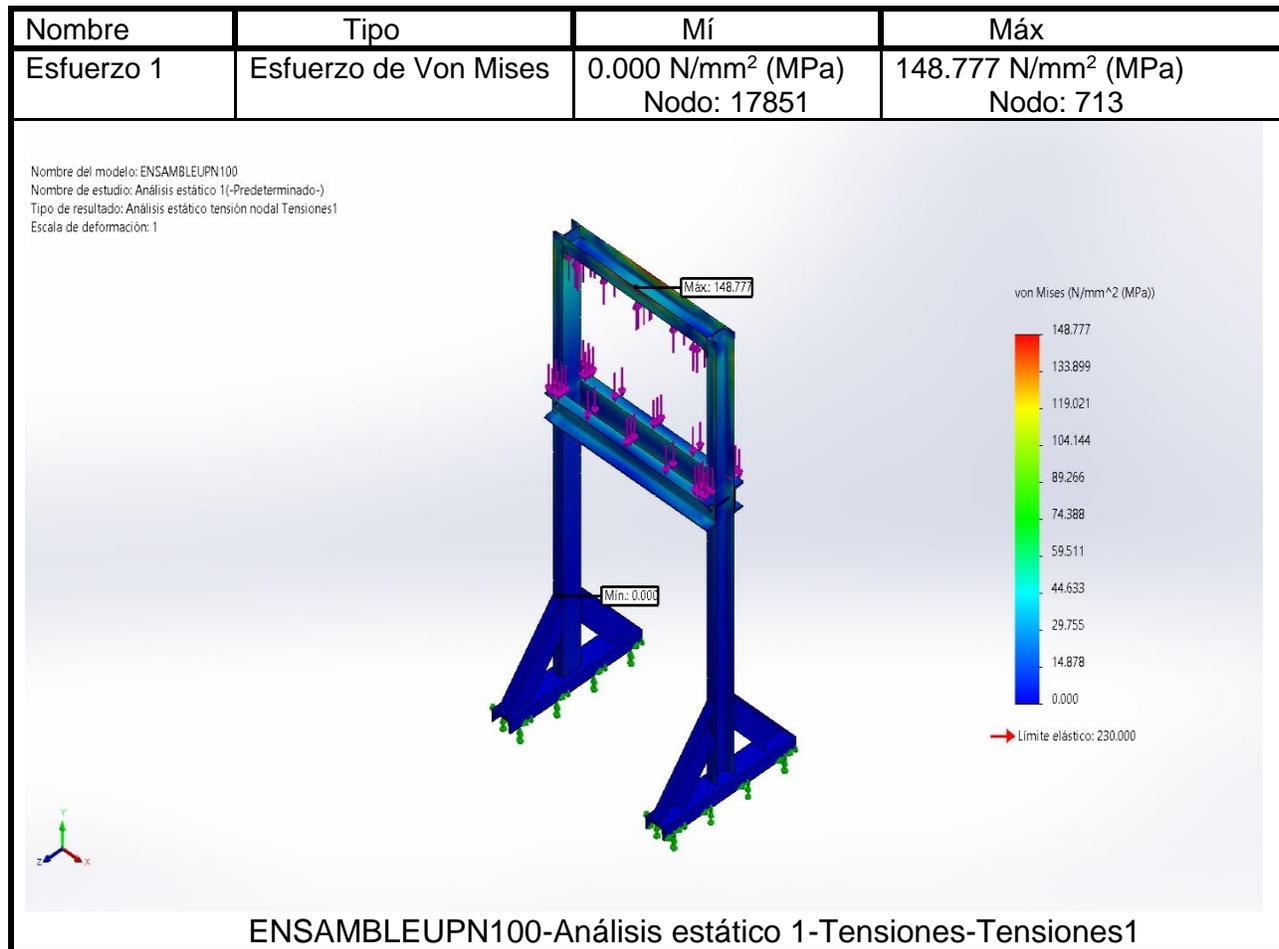
Definiciones de conector

Referencia de modelo	Detalles del conector
 <p>Conector tipo pasador - 1</p>	<p>Entidades: 4 cara(s) Tipo: Pasador Con anillo de retención (sin traslación): si Tipo de conexión: Distribuida Sistema de unidades: SI Valor de rigidez rotacional: 0</p>
 <p>Conector tipo pasador - 2</p>	<p>Entidades: 4 cara(s) Tipo: Pasador Con anillo de retención (sin traslación): si Tipo de conexión: Distribuida Sistema de unidades: SI Valor de rigidez rotacional: 0</p>

Información de malla y detalles

Descripción	Valor	Imagen
Número total de nodos	23288	
Número total de elementos	10794	
Cociente máximo de aspecto	34.661	
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	9.15	
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	11.2	
Porcentaje de elementos distorsionados	0	
Tiempo para completar la malla (hh; mm; ss):	00:00:05	
Nombre de computadora:	MCJOSUER	

Resultados del estudio



Conclusión del análisis estático

Se concluye después de realizado el análisis estático que la estructura no falla con las fuerzas aplicadas durante el proceso de embutido. Sin embargo, la presión máxima de operación está próximo al fallo de la estructura por lo que se adopta reforzar las esquinas superiores con un ángulo de $\frac{1}{4}$ de pulgada de espesor y un ancho de ala de $1\frac{1}{4}$ de pulgada. Además, para la sujeción de los cilindros a la viga superior para evitar concentradores de esfuerzo al hacer agujeros, se soldará una placa metálica de 25 mm de Espesor para roscar los cilindros.

ANEXO B2. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PRENSA CHAPA

Simulación de análisis estático del prensa chapa

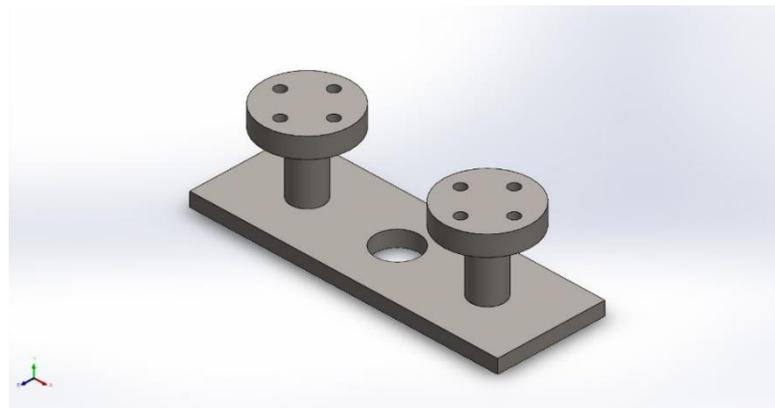
Fecha: sábado, 6 de mayo de 2023

Diseñador: JMORAN

Nombre de estudio: Análisis estático del prensa chapa

Tipo de análisis: Análisis estático

Programa: Analizado con SOLIDWORKS Simulation



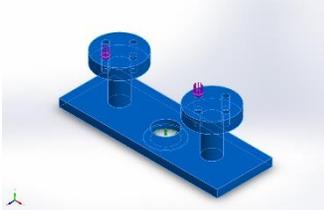
Descripción

Análisis estático del prensa chapa construidos de acero ASTM A36, para comprobar que cumpla las condiciones de soportar las fuerzas de sujeción sin que sufra ruptura. Se usa el sistema métrico (MKS) para las unidades

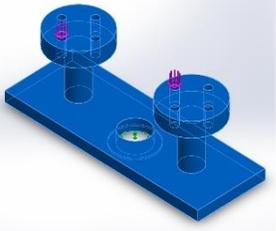
Suposiciones

Las fuerzas que actúan en la estructura metálica son completamente verticales y no poseen componentes de fuerza en el plano horizontal.

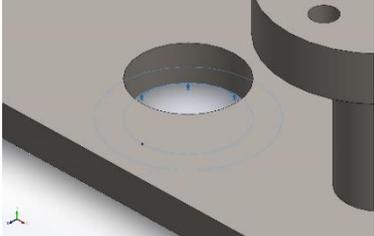
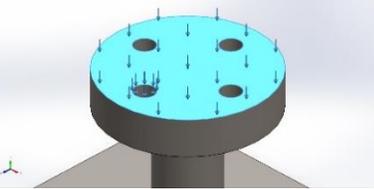
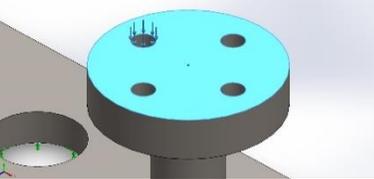
Información del modelo

Nombre de referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
 Prensa chapa	Sólido	Masa: 5.1564 kg Volumen: 0.000656866 m ³ Densidad: 7,850 kg/m ³ Peso: 50.5327 N

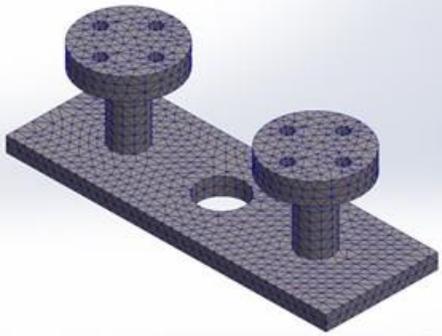
Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error: Tensión de Von Mises máx. Límite elástico: $2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $4 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: $7,850 \text{ kg/m}^3$ Módulo cortante: $7.93 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$</p>	Sólido 1 (cortar-extruir4) (prensa chapa)

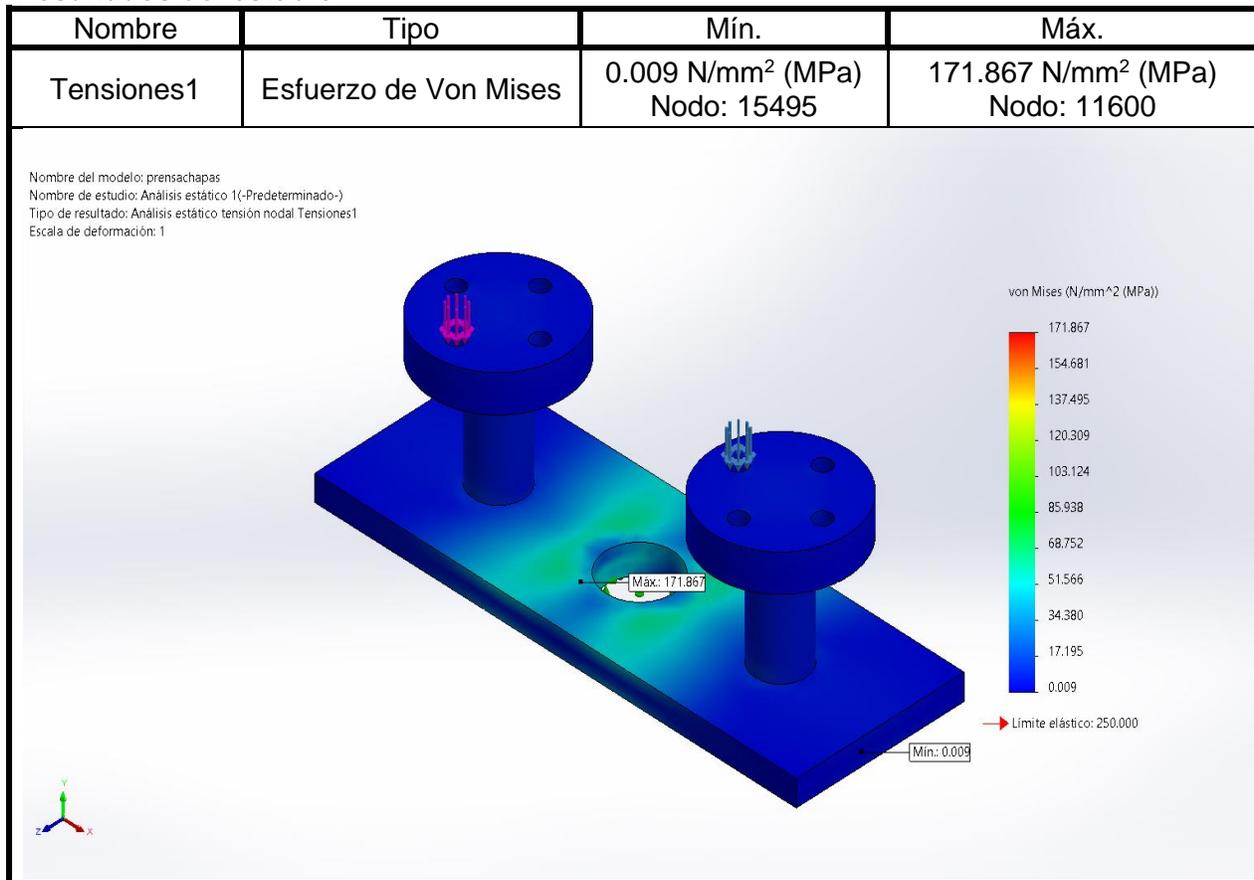
Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija
Fuerza 1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3,800 N
Fuerza 2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 3,800 N

Información de malla y detalles

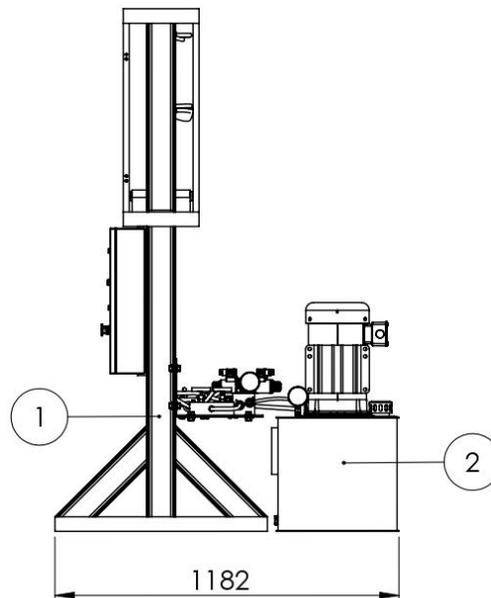
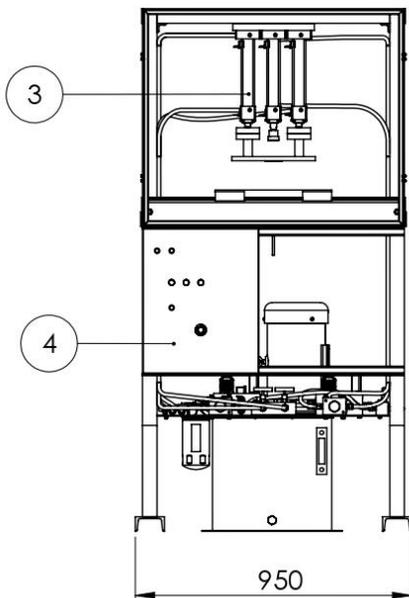
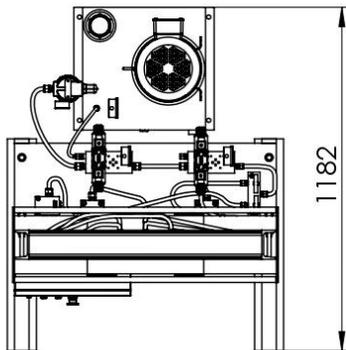
Descripción	Valor	Imagen
Número total de nodos	19952	
Número total de elementos	11698	
Cociente máximo de aspecto	5.8405	
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.2	
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0	
Porcentaje de elementos distorsionados	0	
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:09	
Nombre de computadora:	MCJOSUER	

Resultados del estudio

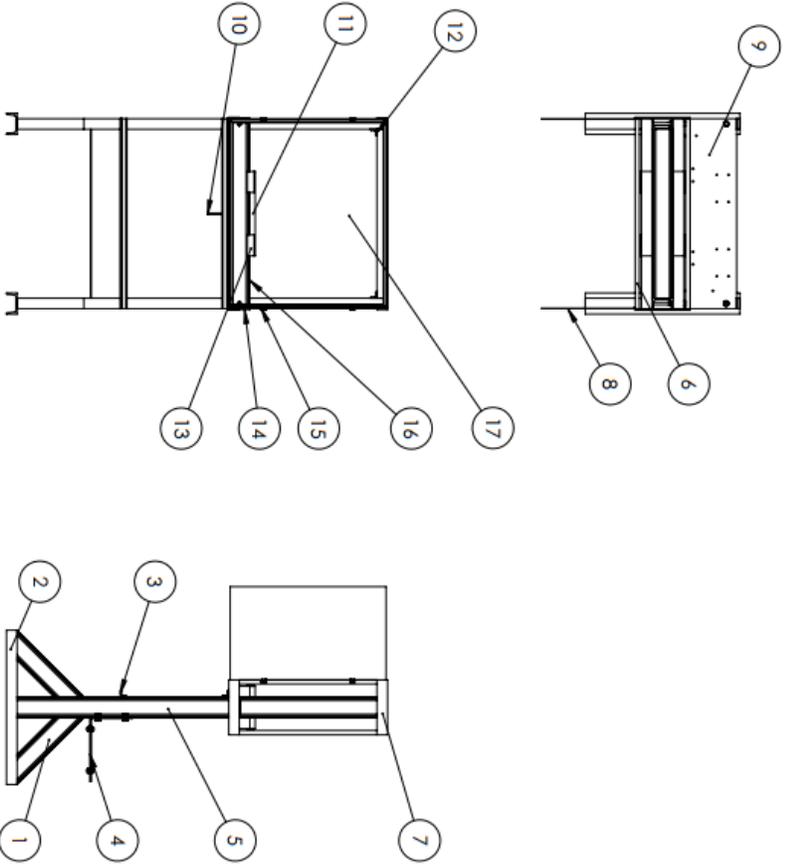


Conclusión del análisis estático: El prensa chapa no falla en ruptura o pandeo con las fuerzas de sujeción ya que no supera el límite de fluencia.

ANEXOS C: PLANOS DE FABRICACIÓN



4	Sistema eléctrico	Detalle 1
3	Prensachapas	Subconjunto 3
2	Sistema hidráulico	Subconjunto 2
1	Estructura	Subconjunto 1
Item	Descripción	Especificación
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández
N° PLANO: A1	FECHA: 06/10/2023	CONJUNTO 1: MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN
		ESCALA: 1:20 UNIDADES: mm



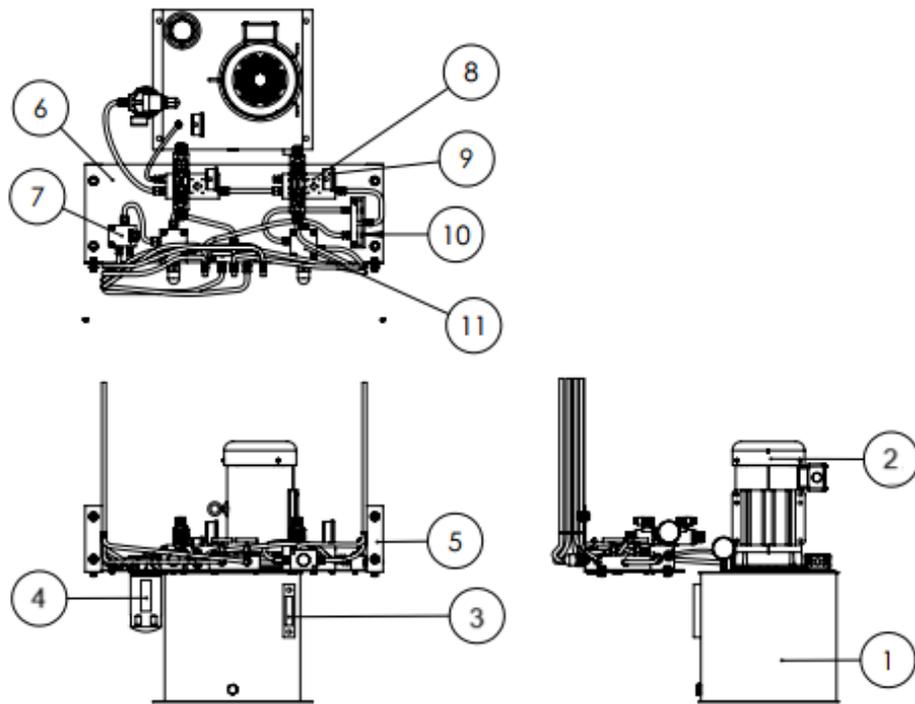
Item	Descripción	Cantidad	Material	Especificación
17	Acrílico de protección	2		
16	Viga de soporte matriz	2		
15	Bisagra para decilico	4		
14	Pielina para marco interior	4		
13	Ángulo de refuerzo con pendiente	4		
12	Ángulo de refuerzo de viga	2		
11	Piaca matriz	1		
10	Epuisor de pieza	1		
9	Piaca base de válvulas	1		
8	Acrílico de protección trasero	2		
7	Pielina para marco	4		
6	Marco de decilico	2		
5	Columna	1		
4	Escudra de soporte	2		
3	Ángulo de soporte de gabinete	2		
2	Base de columna	2		
1	soporte de aranda	4		

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMULTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN	
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRIOS ORTIZ		ESTUDIANTES: Fariéz Alberto Patitz Roldán José Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	
Nº DE PLANO: B1	FECHA: 06/10/2023	SUBCONJUNTO 1: ESTRUCTURA	



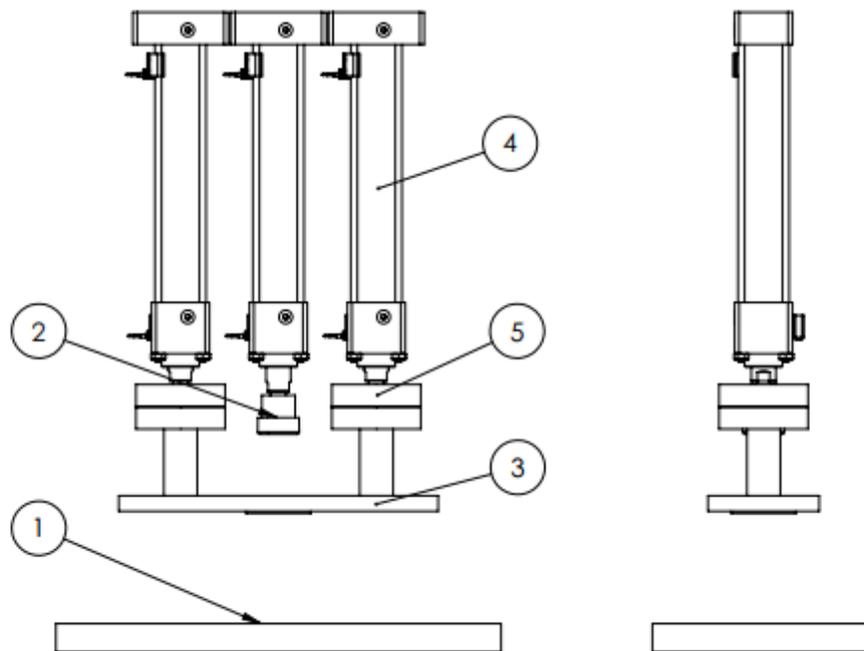
UNIDADES:
mm

ESCALA:
1:20



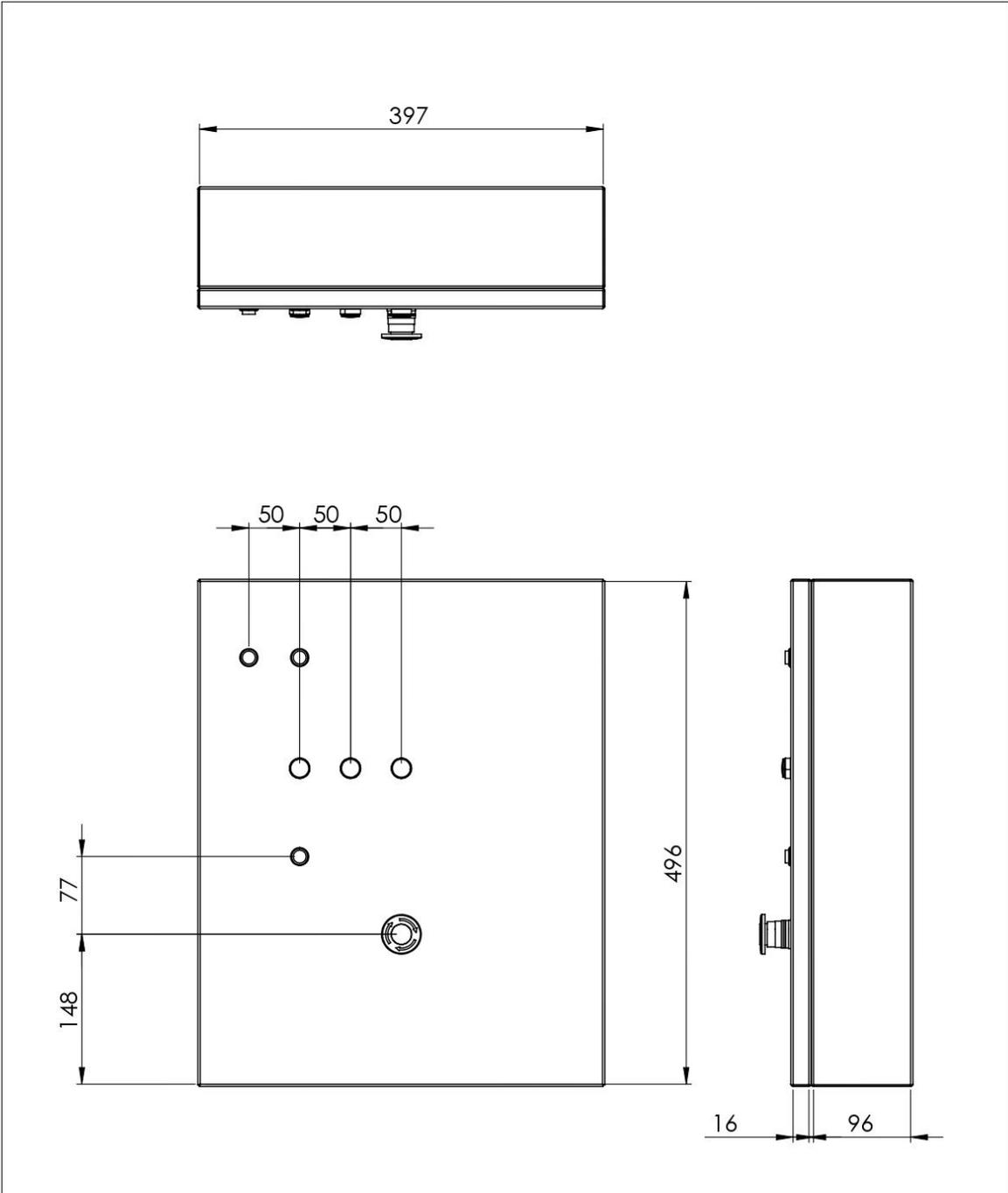
11	Válvula reguladora de presión	2		
10	Distribuidor AM21	2		
9	Manómetro	3		
8	Manifold	2		
7	Divisor de flujo	1		
6	Placa base	1		
5	Escuadra de apoyo de placa base	2		
4	Filtro de retorno	1		
3	Visor de aceite	1		
2	Motor	1		
1	Tanque hidráulico	1		
Item	Descripción	Cantidad	Material	Especificación

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN		ESCALA: 1:17
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández		UNIDADES: mm
N° PLANO: B2	FECHA: 06/10/2023	SUBCONJUNTO 2: SISTEMA HIDRÁULICO		

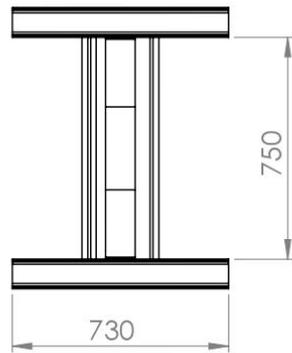
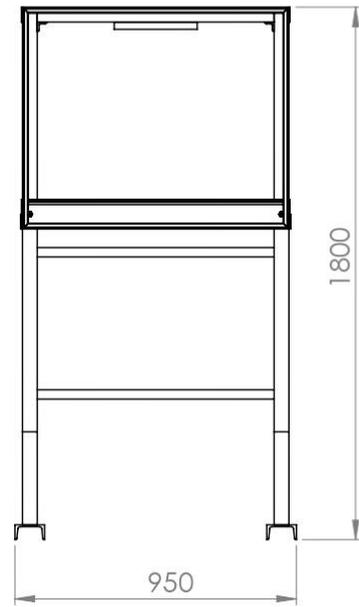
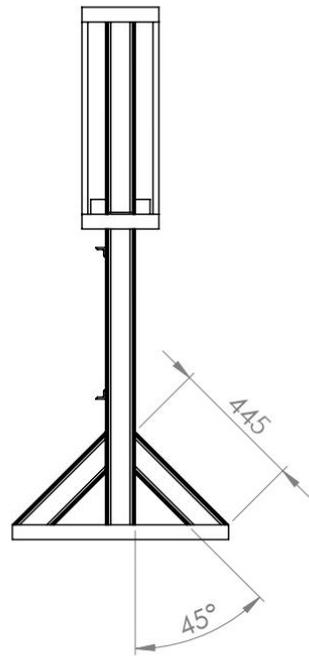


5	Brida de presachapa	2	Acero	SAE1045
4	Cilindro hidráulico	3	Acero inox.	
3	Prensachapas	1	Acero	SAE1045
2	Punzón	1	Acero	SAE D2
1	Matriz	1	Acero	SAE1018
Item	Descripción	Cantidad	Material	Especificación

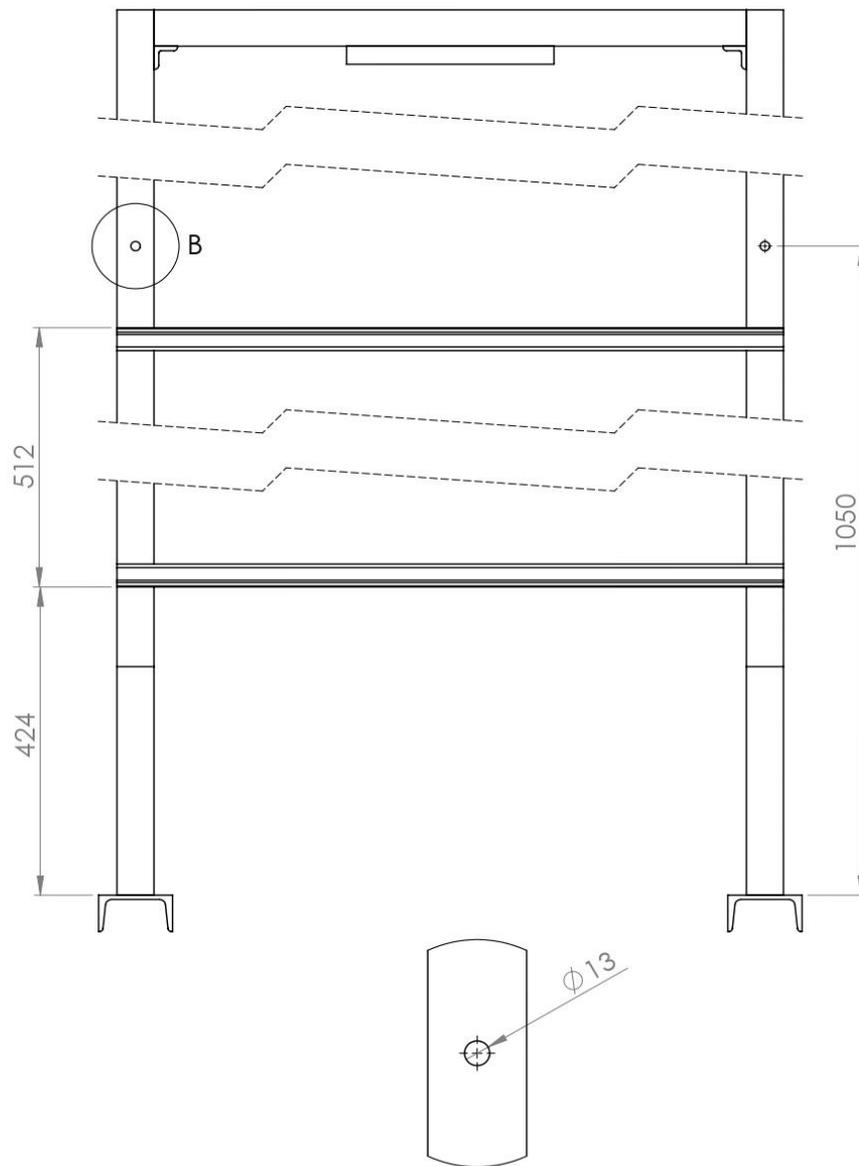
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN		ESCALA: 1:5
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández		UNIDADES: mm
N° PLANO: B3	FECHA: 06/10/2023	SUBCONJUNTO 3: PRENSACHAPAS		



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: DISEÑO DE UNA MÁQUINA EMBUTIDORA DE BAJA PENETRACIÓN	ESCALA: 1:5
DOCENTE ASESOR: Dr. y M.Sc JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
N° PLANO: C1	FECHA: 06/10/2023	DETALLE 1: GABINETE	

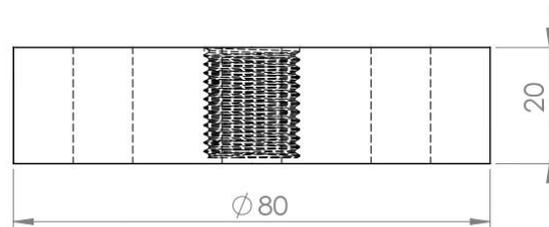
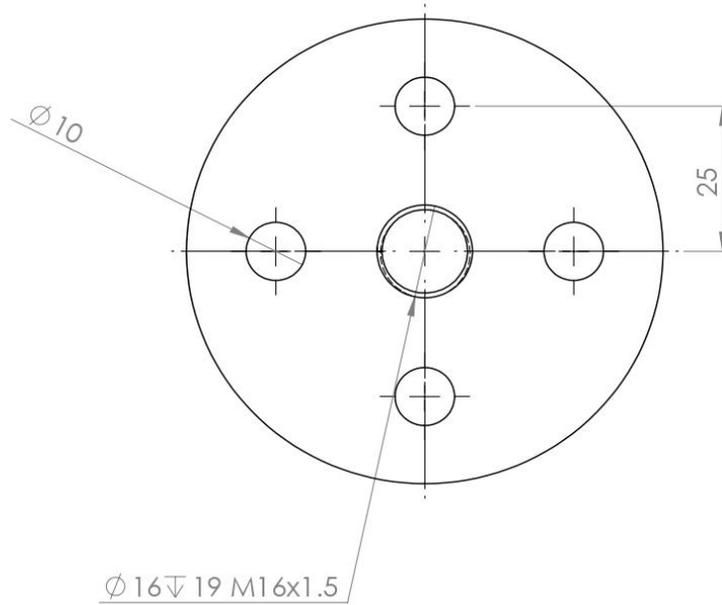


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de una máquina embudidora de baja penetración	ESCALA: 1:20
DOCENTE DIRECTOR: Dr. y M.Sc Jonathan Antonio Berríos Ortiz		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
Nº PLANO: B1.1	FECHA: 6/10/2023	Subconjunto 1: Estructura principal con perfil UPN100	

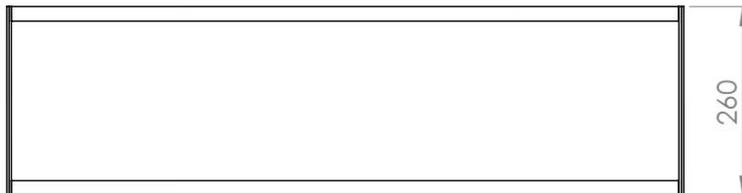
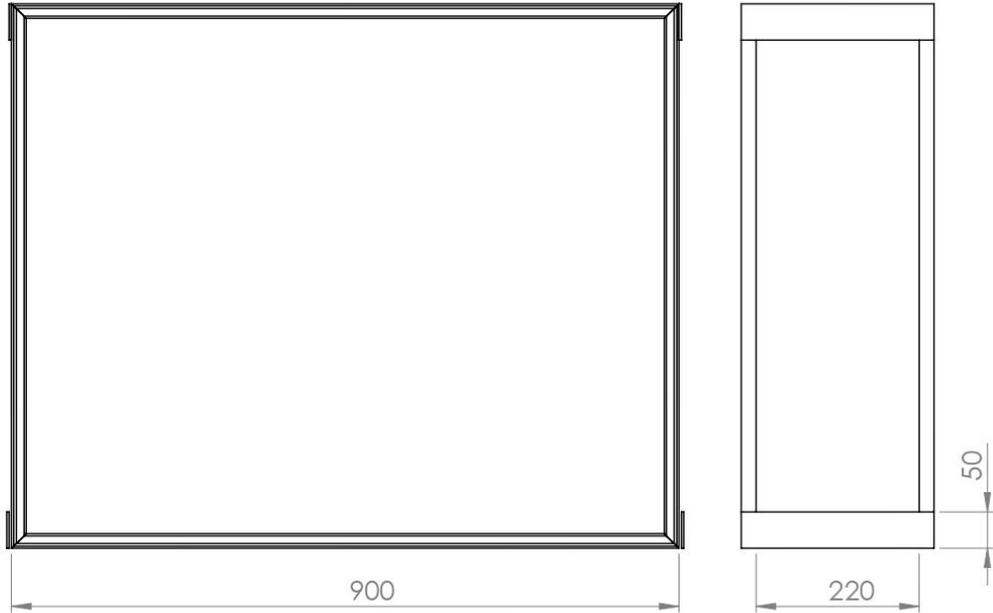


DETALLE B
ESCALA 1 : 3

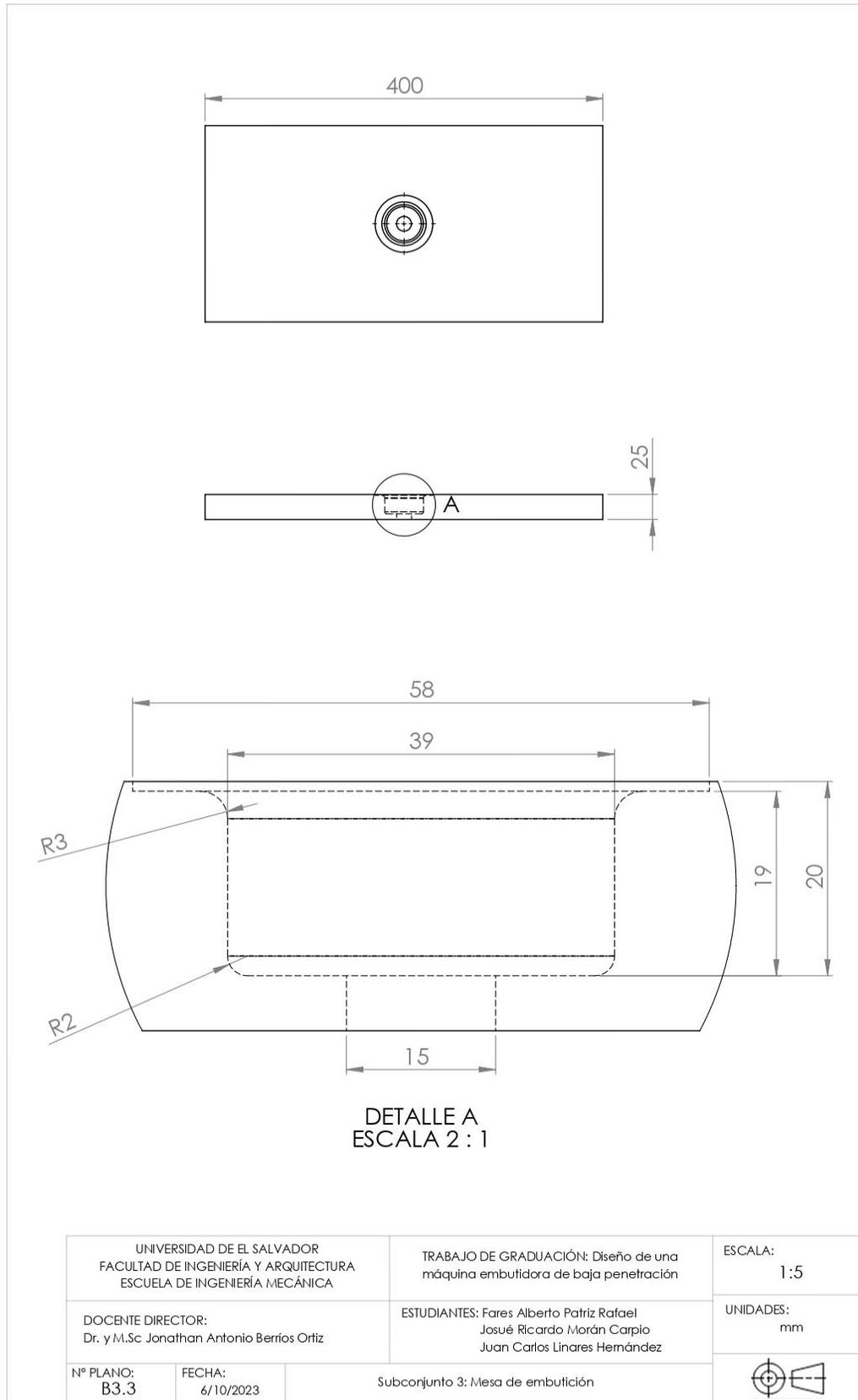
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de una máquina embudidora de baja penetración	ESCALA: 1:8
DOCENTE DIRECTOR: Dr. y M.Sc Jonathan Antonio Berríos Ortiz		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
Nº PLANO: B1.2	FECHA: 4/10/2023	Subconjunto 1: Soporte para gabinete eléctrico	

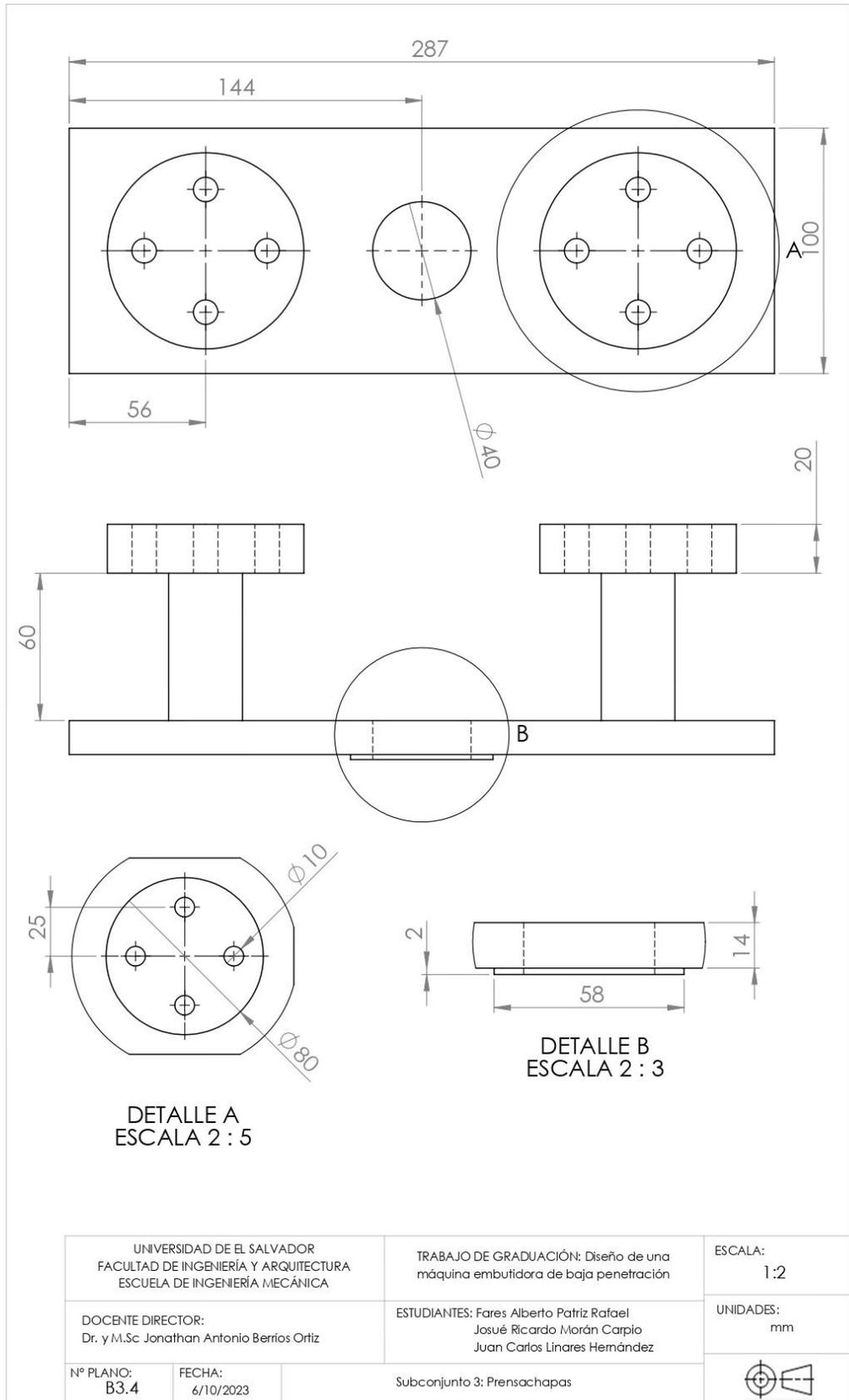


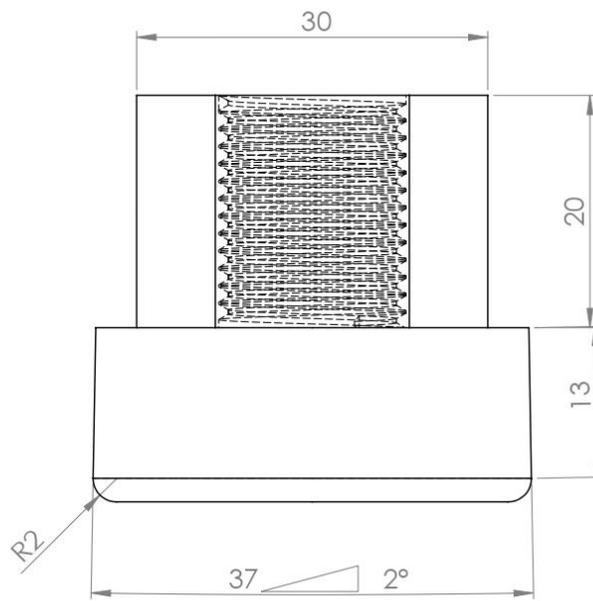
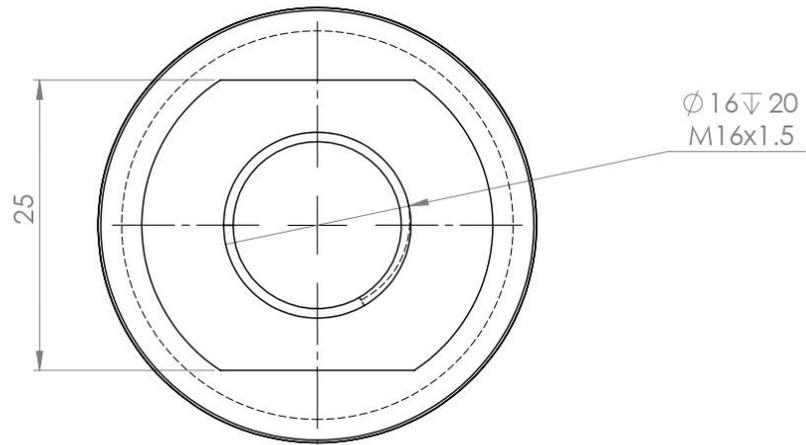
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de una máquina embudidora de baja penetración	ESCALA: 1:1
DOCENTE DIRECTOR: Dr. y M.Sc Jonathan Antonio Berríos Ortiz		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
Nº PLANO: B3.1	FECHA: 6/10/2023	Subconjunto 3: Brida de prensa y pistón	



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de una máquina embudidora de baja penetración	ESCALA: 1:8
DOCENTE DIRECTOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael José Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
Nº PLANO: B3.2	FECHA: 6/10/2023	Subconjunto 3: Marco de la puerta	







UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Diseño de una máquina embutidora de baja penetración	ESCALA: 2:1
DOCENTE DIRECTOR: Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz		ESTUDIANTES: Fares Alberto Patriz Rafael Josué Ricardo Morán Carpio Juan Carlos Linares Hernández	UNIDADES: mm
Nº PLANO: B3.5	FECHA: 6/10/2023	Subconjunto 3: Punzón	

ANEXOS D: COTIZACIONES

ANEXO D1: VIDRÍ

VIDRI  Carro de compras

	Detalle	Cantidad	Precio U.	Total	
	Niple galvanizado de 3/8 x2 pulg SKU#10277	1 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.85	\$0.85	
	Perno allen 3/16x1.1/2 pulg inoxidable SKU#70715	16 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.20	\$3.20	
	Perno hexagonal 3/8x1 pulg inoxidable rosca ordinaria SKU#31993	4 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.85	\$3.40	
	Perno hexagonal 3/8x2 pulg inoxidable rosca ordinaria SKU#31995	10 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.99	\$9.90	
	Arandela de presion 3/8 pulg zincado SKU#29940	10 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.04	\$0.40	
	Arandela plana zincada 3/8 pulg SKU#29936	10 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.06	\$0.60	
	Perno hexagonal 5/16x1 pulg inoxidable rosca ordinaria SKU#31988	6 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.41	\$2.46	
	Tuerca hexagonal rosca ordinaria g5 5/16 pulg SKU#70827	10 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$0.08	\$0.80	
	Angulo 1/4x1.1/4 pulg (6.35mm) SKU#7577	1 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$31.25	\$31.25	
	Platina 1/8x2 pulg (3.17mm) SKU#7592	1 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$13.00	\$13.00	
	Lamina acrilica transparente 2.5mm 1.22 x 2.44 mts SKU#159714	1 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$79.95	\$79.95	
	Bisagra alcayate nudo 3x3 pulg par SKU#114123	2 <input type="text"/> + <input type="text"/> -	\$1.40	\$2.80	

Continúa.

Continuación.-

	Fuente para logo 100-240vac/24vdc 2.5a 6ep33326sb000ay0 SKU#150807	1	▼	\$99.95	\$99.95	
	Logo v.8 12/24rc 6ed10521md000ba8 SKU#107034	1	+ -	\$205.00	\$205.00	
	Haladera aluminio mate 128 mm SKU#150941	1	+ -	\$2.10	\$2.10	
	Pulsador verde 1na 3su11000ab401ba0 SKU#44780	1	+ -	\$17.95	\$17.95	
	Pulsador rojo 1nc 3su11000ab201ca0 SKU#44782	1	+ -	\$17.95	\$17.95	
	Piloto led de 24 a 220vac amarillo SKU#82236	1	+ -	\$5.10	\$5.10	
	Piloto led de 24 a 220vac rojo SKU#82240	1	+ -	\$4.20	\$4.20	
	Piloto led verde 220vac SKU#74420	1	+ -	\$2.70	\$2.70	
	Modulo de ampliacion dm16 v.8 12/24rc 6ed10551nb100ba2 SKU#107038	1	▼	\$180.00	\$180.00	
	Perno hexagonal 5/16x4 pulg inoxidable rosca ordinaria SKU#38545	1	+ -	\$1.85	\$1.85	
	Guardamotor 7-10a 3rv20111ja10 SKU#34643	1	+ -	\$92.50	\$92.50	
	Automato 2a 2p 5sl62027cc SKU#164023	1	+ -	\$26.50	\$26.50	
	Automato 25a 3p 5sl63257cc SKU#3055	1	+ -	\$26.95	\$26.95	
	Perno hexagonal 1/2x1 pulg inoxidable rosca ordinaria SKU#31997	4	+ -	\$0.99	\$3.96	

Continúa.

Continuación.-

	Arandela de presión 1/2 pulg zincado SKU#29941	4	+ -	\$0.08	\$0.32	
	Electrodo para hierro dulce ok 46 1/8 pulg SKU#5700	10	+ -	\$2.20	\$22.00	
	Codo galvanizado a 90° de 1/2 pulg SKU#4035	2	+ -	\$0.95	\$1.90	
	Niple galvanizado de 1/2 x 2 pulg SKU#10293	1	+ -	\$0.50	\$0.50	
	Contactador 17a 120vac s0 3rt20251ak60 SKU#46608	1	▼	\$67.50	\$67.50	

CART ID# 23123090020772



 Pago Seguro

¿Ya tienes una cuenta de Vidri? Has [click aquí](#).

 Datos del cliente

Nombre(s)
 Fares

Apellido(s)
 Patriz

Nacionalidad
 El Salvador ▼

 Resumen

Sub Total	\$ 929.58
Descuento	\$ 0.00
Gastos de Envío	\$ 0.00
Total	\$ 929.58

ANEXO D2: FREUND



Carrito de compra



GABINETE INDUSTRIAL 40X30X20 CM METAL IP66 CON PLA

Código: 619454
ARGOS

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 67.00

1

\$ 67.00

Descripción

Precio

Cantidad

Subtotal



CABLE THHN 12 NEGRO UL

Código: 49948737
ENERWIRE

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 0.49

10

\$ 4.90



CABLE THHN 12 BLANCO UL

Código: 49948637
ENERWIRE

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 0.49

10

\$ 4.90



CABLE THHN 12 VERDE UL

Código: 49948937
ENERWIRE

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 0.49

5

\$ 2.45



CABLE THHN 12 ROJO (CORTE)

Código: 17617537
PHELPS DODGE

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 0.56

10

\$ 5.60



BORNERA CONEXIÓN AWG 12-10 PARA RIEL DIN VIKING TM 3

Código: 46829830
LEGRAND

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 1.25

50

\$ 62.50



NIPLE GALVANIZADO 3/8 X 5 PLG

Código: 5266001

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 1.55

1

\$ 1.55



RIEL DIN PARA BORNERA Y AUTOMATOS 35 MM SIN AGUJERO

Código: 590589
CHINT

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 3.95

2

\$ 7.90

Continúa.

Continuación.-



SELLADOR ACRILICO PINTABLE SILICONIZADO TRANSPARENTE ALEX PLUS

Código: 43658582
DAP

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 4.75

\$ 9.50



BORNERA CONEXIÓN AWG 8 PARA TIERRA 6 MM2 VIKING TM 3

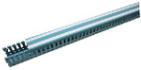
Código: 46831330
LEGRAND

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 5.25

\$ 31.50



CANALETA 40X40 MM PVC AZUL RANURADA LINA

Código: 47400937
LEGRAND

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 15.00

\$ 15.00



INTERRUPTOR POTENCIA ON-OFF 63 AMP 4 POLOS

Código: 633816
CHINT

Disponible
Despacho a domicilio

Disponible
Retiro en tienda

\$ 43.00

\$ 43.00

Total a pagar: **\$255.80**

Ahorro: **\$0.00**

ANEXO D3: ACAVISA

ACAVISA 1 Items: \$115.82

INICIO ACERCA DE NOSOTROS CASTROL MEGUIAR'S TECNOVOLT AUTO CHECK INDUSTRIAL CONTÁCTANOS BLOG

Carrito

✓ 2 x "TECNO ACEITE HIDRAULICO ISO 68 (5GLN)" han sido añadidos a tu carrito. [Seguir comprando](#)

		Producto	Precio	Cantidad	Subtotal
		TECNO ACEITE HIDRAULICO ISO 68 (5GLN)	\$57.91	<input type="text" value="2"/>	\$115.82

[Actualizar carrito](#)

Total del carrito

Subtotal	\$115.82
Total	\$115.82

ANEXO D4: AUTOCONTROL



GRUPO AUTOCONTROL 2023
GUATEMALA - EL SALVADOR

COTIZACIÓN

Cliente:	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR			Forma de pago
Atención a:	JUAN HERNANDEZ			EFFECTIVO
Dirección:	CIUDAD UNIVERSITARIA, FINAL 25 AVENIDA NORTE			
NIT:	0614-110121-001-3			
NRC:	111-1	Contribuyente		GRANDE
GIRO:	ENSEÑANZA FORMAL			

6980
NRG 219705-7
NIT:0612-230812-101-1

Cantidad	Código	Descripción General	Tiempo Entrega	Precio Unitario	Precio Total
1.0000		MOTOR ELECTRICO 5 HP, 1750 RPM, 3 PH, 230/460 VAC, 184TC	4 SEMANAS	\$ 2,140.78	\$ 2,140.78
1.0000	937480	FILTRO DE SUCCIÓN DE 1/2 NPT	INMEDIATA	\$ 35.32	\$ 35.32
2.0000	BM-ASP0352-02-1/2	PLACA BASE DE 2 ESTACIONES PARA CETOP3	INMEDIATA	\$ 253.12	\$ 506.24
1.0000	BM-ASP0352-02-1/2	PLACA BASE DE 2 ESTACIONES PARA CETOP3	4 SEMANAS	\$ 253.12	\$ 253.12
2.0000	F4005	VÁLVULA REGULADORA DE FLUJO HIDRÁULICO DE 1/4NPT	INMEDIATA	\$ 65.16	\$ 130.32
2.0000	221565	MANÓMETRO DE 0-3000PSI, CARÁTULA 2-1/2", CONEXIÓN LATERAL 1/4"/GLICERINA	INMEDIATA	\$ 46.39	\$ 92.77
1.0000	12AT110CBPGN12H	FILTRO DE 3/4, TIPO SPIN ON (10 MICRAS)	INMEDIATA	\$ 69.87	\$ 69.87
1.0000		RESERVOIRIO HIDRÁULICO DE 10GALONES	INMEDIATA	\$ 712.80	\$ 712.80
1.0000	FL69221	VISOR DE NIVEL Y TEMPERATURA DE 5" PARA MONTAJE EN RESERVOIRIO	INMEDIATA	\$ 74.38	\$ 74.38
1.0000	AB116310	RESPIRADOR PARA TANQUE CON CANASTA	INMEDIATA	\$ 56.05	\$ 56.05
4.0000	PS2028BP	CONECTOR ELÉCTRICO DIN 30MM	INMEDIATA	\$ 17.71	\$ 70.84
2.0000	1/2 x 1/4 PTRS	REDUCTOR MACHO 1/2" NPT X HEMBRA 1/4" NPT	INMEDIATA	\$ 5.37	\$ 10.74
2.0000	1/2 x 3/8 PTRS	REDUCTOR MACHO 1/2" NPT X HEMBRA 3/8" NPT	INMEDIATA	\$ 4.71	\$ 9.42
2.0000	1/4 CR-5	CONECTOR CODO MACHO 1/4" NPT - MACHO 1/4" NPT	INMEDIATA	\$ 8.16	\$ 16.32
2.0000	1/4 DD-5	CONECTOR CODO HEMBRA 1/4 NPT - 1/4 NPT	INMEDIATA	\$ 6.44	\$ 12.88
2.0000	1/4 FF-5	CONECTOR RECTO 1/4" NPT - 1/4" NPT	INMEDIATA	\$ 1.90	\$ 3.80
2.0000	1/4 GG-5	CONECTOR RECTO HEMBRA 1/4 NPT - 1/4 NPT	INMEDIATA	\$ 3.66	\$ 7.32
2.0000	3/8 MM-5	CONECTOR T HEMBRA 3/8 NPT - 3/8 NPT	INMEDIATA	\$ 12.53	\$ 25.06
2.0000	1/2 HHP-5	TAPON HEXAGONAL 1/2" NPT	INMEDIATA	\$ 3.85	\$ 7.71
2.0000	3/4 x 3/8 PTRS	REDUCTOR MACHO 3/4" NPT X HEMBRA 3/8" NPT	INMEDIATA	\$ 3.76	\$ 7.53
1.0000	3/8 GG-5	CONECTOR RECTO HEMBRA 3/8 NPT - 3/8 NPT	INMEDIATA	\$ 5.29	\$ 5.29
2.0000	3/8 x 1/4 PTRS	REDUCTOR MACHO 3/8" NPT X HEMBRA 1/4" NPT	INMEDIATA	\$ 3.48	\$ 6.96
4.0000	3/8 HHP-5	TAPON HEXAGONAL 3/8" NPT	INMEDIATA	\$ 2.95	\$ 11.80
1.0000	6-1/2 F50G-5	REDUCTOR MACHO 1-5/16SAE - HEMBRA 1/2" NPT	INMEDIATA	\$ 14.23	\$ 14.23
1.0000	6-1/4 F50G-5	REDUCTOR MACHO 9/16SAE - HEMBRA 1/4" NPT	INMEDIATA	\$ 2.72	\$ 2.72
2.0000	4-4 CTX-5	CONECTOR CODO MACHO 1/4" NPT - MACHO 1/4" FLARE 37"	INMEDIATA	\$ 3.86	\$ 7.72
1.0000	6-6 CTX-5	CONECTOR CODO MACHO 3/8" NPT - MACHO 3/8" FLARE 37"	INMEDIATA	\$ 7.15	\$ 7.15
1.0000	6-6 FTX-5	CONECTOR RECTO MACHO 3/8" NPT - MACHO 3/8" FLARE 37"	INMEDIATA	\$ 4.37	\$ 4.37
1.0000	6-6 CBU-5	CONECTOR CODO 3/8" TUBING, 3/8" NPT	INMEDIATA	\$ 13.70	\$ 13.70
1.0000	6-6 FBU-5	CONECTOR RECTO 3/8" TUBING X 3/8" NPT	INMEDIATA	\$ 6.02	\$ 6.02
2.0000	4215N-4 10643-4-4, 13943-4-4	MANGUERA HIDRÁULICA 1/4" X 1660 MM DE LONGITUD 3265PSI, TERMINAL HEMBRA CODO Y RECTO JIC	INMEDIATA	\$ 29.04	\$ 58.08
1.0000	4215N-4 13943-4-4	MANGUERA HIDRÁULICA 1/4" X 1220 MM DE LONGITUD 3265PSI, TERMINALES CODOS HEMBRA JIC	INMEDIATA	\$ 27.88	\$ 27.88
1.0000	4215N-6, 13943-6-6	MANGUERA HIDRÁULICA 3/8" X 680 MM DE LONGITUD 2610PSI, TERMINALES CODOS HEMBRA JIC	INMEDIATA	\$ 31.83	\$ 31.83

	<p>Especialistas en automatización industrial</p>	<table border="1"> <tr> <td>SUMAS:</td> <td>\$4,441.42</td> </tr> <tr> <td>IVA:</td> <td>\$ 510.91</td> </tr> <tr> <td>RETENCIÓN:</td> <td>\$ 39.30</td> </tr> <tr> <td>VENTA TOTAL:</td> <td>\$4,401.72</td> </tr> </table>	SUMAS:	\$4,441.42	IVA:	\$ 510.91	RETENCIÓN:	\$ 39.30	VENTA TOTAL:	\$4,401.72
SUMAS:	\$4,441.42									
IVA:	\$ 510.91									
RETENCIÓN:	\$ 39.30									
VENTA TOTAL:	\$4,401.72									
<p>Automatización Industrial y Proyectos - Robótica Industrial - Componentes y Sistemas Neumáticos, Hidráulicos, Eléctricos y Mecatrónicos. Variadores de Frecuencia y Servodrives, Modificación y Actualización de Máquinas Industriales, Compresores Industriales y Redes de Distribución, Capacitación y Equipos Didácticos.</p>										
<p>soluciones@grupoautocontrol.com www.grupoautocontrol.com</p>	<p>Vigencia de 30 días a partir de: 18/05/2023 03:12 p. m</p>	<p>Calle Gabriela Mistral #201, S.S. PBX. +503 2207-3377</p>								