

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA REPUJADORA HIDRAULICA
SEMIAUTOMATIZADA PARA EL SECTOR CALZADO**

**JESUS ERNESTO MARTINEZ AYALA
CESAR AUGUSTO QUIROZ RINCON**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2006

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA REPUJADORA HIDRAULICA
SEMIAUTOMATIZADA PARA EL SECTOR CALZADO**

**JESUS ERNESTO MARTINEZ AYALA
CESAR AUGUSTO QUIROZ RINCON**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ALFREDO PARADA CORRALES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2006



REPUJADORA HIDRAULICA SEMI-AUTOMATIZADA

DEDICATORIA

*Dedico este proyecto a las personas más importantes en mi vida,
A mi hija Daniela, quien fue el motor impulsor de todos mis esfuerzos,
A mi madre quien me enseñó que las metas se persiguen y se cristalizan sin
importar las dificultades y los obstáculos,
A mi padre, por enseñarme con ejemplos los valores de la vida,
Y a todas aquellas personas que de una u otra forma han hecho parte de
mi vida, porque de todas ellas tengo una parte de mi personalidad.*

César.

DEDICATORIA

El siguiente trabajo de grado es dedicado especialmente a mi madre, Virginia ya que sin su apoyo, confianza y fe no hubiera logrado esta que es una de las metas más importantes de mi vida.

A mis hermanos Sonia y Sergio los quiero y les agradezco su amor y apoyo.

A mis sobrinos, Luisa, Tatiana, Fernando, David, Felipe, Favio y Nicolai por darme moral en los momentos más difíciles de mi vida.

A mis amigos y profesores que me orientaron en esta etapa crucial de mi carrera.

Ernesto.

AGRADECIMIENTOS

A **Alfredo Parada Corrales**, ingeniero mecánico, director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A todos nuestros familiares, que nos motivaron de una u otra forma a culminar este gran trabajo.

A don Isaías, ingeniero mecánico, por su gran aporte y conocimiento ingenieril.

A don Rafael de Metalizadora del Oriente por su respaldo y colaboración.

A Hernel por su colaboración y amistad, le estamos muy agradecidos.

A don Reinaldo de Refrigeramos, por su apoyo intelectual y consejos útiles.

A nuestros padres y hermanos que siempre nos apoyaron y confiaron en nosotros.

A todos nuestros amigos.

Gracias.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	3
1.1 OBJETIVO GENERAL	3
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.3 IMPORTANCIA Y ALCANCES DEL PROYECTO	4
2. DIAGNOSTICO DEL SECTOR CUERO, CALZADO Y SIMILARES	6
2.1 DIAGNÓSTICO SECTORIAL	6
2.1.1 Número de Empresas.	6
2.1.2 Distribución de los empleados por nivel de capacitación.	7
2.1.3 Problemas del Sector.	10
2.2 PROCESOS PRODUCTIVOS	11
3. DEFINICION, GENERALIDADES Y EVOLUCION DEL PROCESO DE REPUJADO	14
3.1 DEFINICION	14
3.2 GENERALIDADES Y EVOLUCION	15
3.2.1 Materiales para moldes y matrices.	15
3.2.2 Materiales objeto de repujado	16
3.3 MATERIALES PARA MOLDES Y MATRICES	19
3.3.1 Materiales objeto de repujado	19
4. CARACTERISTICAS DEL EQUIPO ADICIONAL	21
4.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	22
4.2 DESCRIPCION DE LA ESTRUCTURA	26
4.3 DESCRIPCION DEL SISTEMA HIDRAÚLICO	26
4.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO	27

4.5	DESCRIPCION DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	29
4.6	DESCRIPCION DEL SISTEMA DE COMPRESION	31
5.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE LA MAQUINA.	33
5.1	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.	33
5.1.1	Diseño del cuerpo	34
5.1.2	Diseño de las Bancadas	37
5.2	DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRAULICO	42
5.2.1	Diseño Del Actuador Hidráulico	42
5.2.2	Parámetros de Diseño del Actuador	45
5.2.3	Brida del Actuador	67
5.2.4	Deposito de Aceite	69
5.2.5	Válvula Direccional	71
5.2.6	Válvula De Secuencia	72
5.2.7	Válvula Limitadora de Presión	73
5.2.8	Bomba Hidráulica	74
5.2.9	Motor Eléctrico	75
5.2.10	Tuberías Hidráulicas	76
5.2.11	Aceite	79
5.2.12	Filtro	80
5.2.13	Acople	81
5.2.14	Calculo de Perdidas	82
5.3	DISEÑO DEL SISTEMA DE COMPRESION	85
5.3.1	Diseño bandeja principal.	86
5.3.2	Diseño bandeja móvil.	88
5.3.3	Diseño Sistema de Tracción Manual	91
5.3.4	Diseño de bujes y ejes de deslizamiento.	91
5.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	93
5.4.1	Circuito de Calor	93
5.4.2	Circuito de Frío	96
5.5	DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO	105

5.5.1	Contactores	105
5.5.2	Pulsadores	106
5.5.3	Micros	106
5.5.4	Llave Selectora	107
5.5.5	Sistema de Control	107
6.	SEGURIDAD Y ERGONOMÍA.	109
7.	PRESUPUESTO	113
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	116
	BIBLIOGRAFIA	118
	ANEXOS	120

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Cuadro 1. Distribución de los empleados por nivel de capacitación	7
Cuadro 2. Materiales para Repujado	20

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Flujograma del proceso productivo de la cadena del cuero	11
Figura 2. Flujograma del Proceso de Producción del calzado.	12
Figura 3. Flujograma del Proceso de Producción manufacturas del cuero.	13
Figura 4. Proceso Esquemático de Repujado.	14
Figura 5. Evolución del proceso de repujado.	16
Figura 6. Repujadora hidráulica italiana tipo PL Vs Repujadora hidráulica colombiana con sistema dual (calor y frío)	18
Figura 7. Configuración externa de la repujadora.	21
Figura 8. Foto y Vistas de las Partes de la Estructura	22
Figura 9. Foto Cuerpo de la Estructura	23
Figura 11. Foto Bancada Superior	25
Figura 12. Foto Soportes de la estructura	25
Figura 13. Foto Accesorios del Sistema Hidráulico.	26
Figura 14. Esquema del Circuito Eléctrico de la Máquina.	28
Figura 15. Bandeja de Transferencia (calor y frío).	29
Figura 16. Foto Incrustación del Serpentín por Fundición.	30
Figura 17. Foto de la Unidad de Frío y circuito de refrigeración.	31
Figura 18. Esquema Representativo del Sistema de Compresión.	31
Figura 19. Foto de las Bandejas Principal y Móvil.	32
Figura 20. Partes Generales de la Estructura.	34
Figura 21. Partes y dimensiones del cuerpo	35
Figura 22. Detalle Unión de Laminas del Cuerpo (traslape)	36
Figura 23. Análisis CAE de Esfuerzos Cuerpo.	37
Figura 24. Análisis CAE de Deformaciones Cuerpo.	37

Figura 25. Diseño CAD Bancada Superior.	38
Figura 26. Análisis CAE de Esfuerzos Bancada Superior	39
Figura 27. Análisis CAE de Deformaciones Bancada Superior.	39
Figura 28. Diseño CAD Bancada Inferior.	40
Figura 29. Análisis CAE de Esfuerzos Bancada Inferior.	41
Figura 30. Análisis de Deformaciones Bancada Inferior.	41
Figura 31. Cilindro Tipo Pistón de inmersión.	43
Figura 32. Selección del Tamaño de un Cilindro	47
Figura 33. Vista de Actuador en Corte.	48
Figura 34. Esquema Del Actuador Hidráulico	50
Figura 35. Isométrica CAD del Actuador Hidráulico.	51
Figura 36. Dimensiones de la Camisa.	53
Figura 37. Análisis CAE de Esfuerzos Camisa.	53
Figura 38. Análisis CAE de Deformaciones Camisa.	54
Figura 39. Dimensiones de las Tapas del Cilindro de Fuerza.	55
Figura 40. Análisis CAE de Esfuerzos Tapa Inferior.	55
Figura 41. Análisis CAE de Deformaciones Tapa Inferior.	55
Figura 41. Análisis CAE de Deformaciones Tapa Inferior.	56
Figura 42. Dimensiones del Embolo de Fuerza.	57
Figura 44. Análisis CAE de Esfuerzos Embolo Fuerza.	59
Figura 45. Análisis CAE de Deformaciones Embolo Fuerza.	59
Figura 46. Análisis CAE de Esfuerzos Camisa Cilindro de Avance Rápido.	60
Figura 47. Análisis CAE de Deformaciones Camisa Cilindro de Avance Rápido.	61
Figura 48. Dimensiones de las Tapas del Cilindro de Avance Rápido.	61
Figura 49. Dimensiones del embolo del Cilindro de Avance Rápido.	62
Figura 50. Análisis CAE de Esfuerzos Embolo, Cilindro de Avance Rápido.	63

Figura 51. Análisis CAE de Deformaciones Embolo, Cilindro de Avance Rápido.	63
Figura 52. Sellos Utilizados en el Actuador.	64
Figura 54. Análisis CAE de Deformaciones Tirantes.	66
Figura 55. Foto Tirantes y Brida del Actuador.	67
Figura 56. Análisis CAE de Esfuerzos Brida Del Actuador.	68
Figura 57. Análisis CAE de Deformaciones Brida del Actuador.	68
Figura 58. Foto del Depósito de Aceite.	70
Figura 59. Válvula Direccional y Subplaca.	72
Figura 60. Válvula de Secuencia.	73
Figura 61. Válvula Limitadora de Presión.	74
Figura 62. Bomba Hidráulica de Engranajes.	75
Figura 63. Manguera Flexible formada por Capas.	76
Figura 64. Diagrama del Sistema Hidráulico.	79
Figura 65. Partes y dimensiones del Acople.	82
Figura 66. Partes del Sistema de Compresión.	85
Figura 67. Bandeja Principal	86
Figura 68. Análisis CAE de Esfuerzos Bandeja Principal	88
Figura 69. Análisis CAE de Deformaciones Bandeja Principal	88
Figura 70. Bandeja Móvil	89
Figura 71. Análisis CAE de Esfuerzos Bandeja Móvil	90
Figura 72. Análisis CAE de Deformaciones Bandeja Móvil	90
Figura 73. Sistema de Tracción Manual	91
Figura 74. Ejes y Bujes de Deslizamiento	93
Figura 75. Circuito Térmico Representativo en Caliente	94
Figura 76. Análisis CAE Circuito Térmico en Caliente.	96
Figura 77. Refrigeración obtenida por la vaporización de un líquido.	97
Figura 78. Sistema Básico de Refrigeración por compresión de Vapor.	99
Figura 79. Esquema del sistema de Refrigeración.	101
Figura 80. Circuito Térmico Representativo en Frío.	102

Figura 81. Análisis CAE Circuito Térmico en Frío.	103
Figura 82. Unidad Condensadora tipo CAJ 4492YHR	104
Figura 82. Logo 24RC	107
Figura 83. Lógica de Programación del PLC	108

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Análisis Cae Diseño Mecánico	120
Anexo B. Análisis Cae Diseño Térmico	136
Anexo C. Características Dimensionales y Parámetro Funcionamiento de la Válvula Direccional y Subplaca	139
Anexo D. Características Dimensionales y Parámetros de Funcionamiento de la Válvula de Secuencia	144
Anexo E. Características Dimensionales y Parámetros de Funcionamiento de la Válvula Limitadora de Presión	146
Anexo F. Características Dimensionales y Parámetros de Funcionamiento de la Bomba Hidráulica de Engranajes	148
Anexo G. Características Dimensionales, Parámetros de Funcionamiento y Selección de las Mangueras de Presión	150
Anexo H. Características Dimensionales, Parámetros de Funcionamiento y Selección del Sistema de Transferencia (Calor y Refrigerante)	151
Anexo I. Características Dimensionales, Parámetros de Funcionamiento y Selección del Logo.	154

Anexo J. Manual de Operación y Mantenimiento de la Repujadora Hidráulica Semiautomatizada	157
Anexo k. Planos	162

GLOSARIO

BANCADA: basamento firme para un elemento, una máquina o un conjunto de ellas.

BTU: es una medida inglesa que expresa energía térmica

HR: tipo de acero, por sus siglas en ingles “HOT ROLL” y que traduce laminado en caliente.

NEOLITE: material sintético utilizado en la fabricación de suelas de zapatos

RELE: aparato destinado a producir en un circuito una modificación dada, cuando se cumplen determinadas condiciones en el mismo circuito o en otro distinto

REPUJADO: consiste en labrar a martillo chapas metálicas, de modo que en una de sus caras resulten figuras de relieve, o hacerlas resaltar en cuero u otra materia adecuada.

TIRANTES: son Piezas, generalmente de hierro o acero, destinada a soportar un esfuerzo de tensión. Tienen forma de unos tornillos largos especiales para soportar cargas a tensión.

TRASLAPE: parte de una cosa cubierta por otra.

RESUMEN

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA REPUJADORA HIDRAULICA SEMI-AUTOMATIZADA PARA EL SECTOR CALZADO.*

AUTOR:
Jesús Ernesto Martínez A.
Cesar Augusto Quiroz R.**

PALABRAS CLAVES:
Repujadora, Calzado, Cuero, Logo, Actuador, CAD, CAE.

DESCRIPCIÓN:
En este proyecto de grado se diseñó, y construyó una máquina tipo prensa con capacidad de 35 toneladas, que cumple con las necesidades de grabado en alto y bajo relieve de productos relacionados en el sector productivo del cuero, facilitando este tipo de tecnología para las pequeñas y medianas empresas del sector.

En el diseño fueron utilizados modelos matemáticos de ingeniería y herramientas CAD SolidEdge V15 y CAE ANSYS Workbench V8.1. En la construcción y montaje se realizó un estricto seguimiento de los procesos de corte, soldadura, mecanizado y montaje tanto eléctrico como mecánico. El equipo fue fabricado en su mayoría con componentes (estructura, bandejas, refuerzos y bases) en acero estructural ASTM A36. El proceso es realizado por un actuador hidráulico de dos etapas (avance rápido y fuerza), el control de desplazamiento, paradas de emergencia y el sentido de desplazamiento es controlado por un Logo, controlador lógico programable.

Finalmente el resultado es un equipo que está en capacidad de competir con las máquinas existentes en el mercado ofreciendo dos ventajas competitivas importantes como son precio y funcionalidad debido a la implementación de un sistema dual de transferencia de calor, el cual, permite fusionar dos equipos en una sola máquina a un precio menor de una máquina importada.

* Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela Ingeniería Mecánica, Ing. Alfredo P.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN, BUILD AND OF A PLATING MACHINE SEMI-AUTOMATIC FOR FOOTWEAR'S SECTOR

AUTHORS:

Jesús Ernesto Martínez A.
Cesar Augusto Quiroz R.**

KEY WORDS:

Plating, Footwear, Leather, Logo, Actuator, CAD, CAE

DESCRIPTION:

This degree work consist in the design, build of plating machine with capacity of 35 ton, This machine allow to make chased work for the leather's sector in the Bucaramanga city, by easing this kind of technology to the small and medium manufacturies.

The design of the machine were used several mathematic and engineering models, also tools like CAD, Solid Edge V14 and CAE ANSYS Workbench V8.1 , in the construction and assembly it has been made a strict pursuit in the cut, welding, automated and assembly processes. The majority of the parts of the machine were manufactured in structural steel ASTM A36 and this machine work with a hydraulic actuator of two phases (fast advance and force). The control of displacement, emergency stops and direction is performed by program logic control, Logo by Siemens.

Finally an in agreement plating machine is a competitive product in the market by offering two advantage, cost and performance, this is done by the dual system of transfer of heat, this system allow to integrate two machines in one.

* Degree Work.

**Physical – Mechanical Engineeres Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Alfredo P.

INTRODUCCIÓN

Las empresas que conforman el sector del cuero, calzado y similares constituyen el tercer renglón de la economía de Bucaramanga y su área metropolitana, por lo cual se hace necesario que estas sean competitivas y tiendan a satisfacer las necesidades locales, departamentales, nacionales e inclusive conquistar nuevos mercados a nivel internacional.

Teniendo en cuenta los diferentes cambios que se presentan en el ámbito económico, financiero, político y social de nuestra región, el país y su entorno global, tales como el actual Tratado de Libre Comercio (TLC) que afecta directamente al sector de cueros, calzados y similares y en consecuencia a las empresas que lo conforman, es imprescindible que el talento humano dirija las investigaciones a encontrar nuestras verdaderas debilidades, fortalezas, oportunidades, y amenazas, buscando aprovechar las oportunidades y fortalezas de Bucaramanga y su área metropolitana y al mismo tiempo atenuar las debilidades y amenazas que afectan la región.

En la formulación de estrategias exitosas para el sector es indispensable disponer de tecnificación en maquinaria que este al alcance de los empresarios aumentando así su productividad.

Dentro de una fábrica de calzado el proceso de repujado es una labor que se realiza paralela a la línea de producción cuya finalidad es darle cierto valor agregado, diferenciación y exclusividad al producto, mediante el grabado en bajo y alto relieve, de diferentes formas geométricas y/o artísticas a los diversos componentes del calzado como capelladas y suelas. En la actualidad estos tipos de máquinas son en su mayoría de tipo manual en la

región, dando como resultado una limitada calidad y variedad, contrastando con el estado del arte internacional, cuyas máquinas son hidráulicas y automatizadas, siendo por consiguiente el objeto de este proyecto apropiar y mejorar la tecnología para producirlas en la región. Dentro de este objetivo el reto consistió en la construcción y mejoramiento del diseño reduciendo los costos de la máquina comparados con los costos que generan importarla, esto se consiguió fusionando los procesos que se lograban en dos equipos independientes en una sola máquina. Es decir, que el proceso de diseño arrojó un equipo capaz de trabajar con materiales tanto en caliente como en frío y a un costo inferior al de un solo equipo. Y con similares características en cuanto a calidad, acabado, desempeño y eficiencia.

1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.1 OBJETIVO GENERAL

- Contribuir a la misión de la Universidad dando solución a las necesidades locales de las PYMEs del sector calzado, las cuales requieren de adquisición tecnológica a fin de mejorar la productividad y calidad del producto con bajo costo y fácil acceso.
- Establecer una interacción continua entre el Gremio del calzado y la Universidad Industrial de Santander con el propósito de permitir el desarrollo tecnológico local aplicado a la industria del sector calzado.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Diseñar y construir una repujadora hidráulica orientada a la producción en la industria de la marroquinería y el calzado, que esté en capacidad de realizar grabados en alto y bajo relieve sobre superficies de diversos materiales, con las siguientes características:

- Fuerza máxima de repujado (30 a 35) toneladas.
- Área de trabajo 1750 cm². (35*50) cm.
- Carrera del actuador ocho (8) cm.
- Materiales a trabajar: cuero, crupón, gamuza, badana, sintéticos, neolite, microporosas, cuño de madera y otros materiales utilizados en el proceso de producción.
- Temperatura plancha de grabado en caliente (30° a 150°) Celsius.
- Temperatura plancha de grabado en frío hasta (-10°) Celsius.

➤ Sistema de control del proceso basado en (PLC) , permite configurar:

- Tiempo de repujado hasta (60) segundos.
 - Temperatura de grabado (-10° a 150°) Celsius.
 - Selección del sistema de transferencia de calor (caliente-frío).
-
- Hacer un diseño ergonómico de la máquina teniendo en cuenta las normas y directrices de salud ocupacional para proporcionar seguridad, comodidad y eficiencia al operario.
 - Elaborar un catálogo general de la máquina con especificaciones, características y recomendaciones de mantenimiento.
 - Establecer los criterios básicos fundamentales para el desarrollo de una empresa propia de los autores del presente proyecto.

1.3 IMPORTANCIA Y ALCANCES DEL PROYECTO

Un factor que se busca mejorar es la relación costo – beneficio, ofreciendo al sector PYME del calzado una máquina con características especiales adaptadas a sus necesidades y a un costo inferior comparado con las máquinas importadas, dejando abierta la posibilidad de fabricar estos equipos con similares o mejores características de las que actualmente se encuentran en el mercado.

Según el estudio previo que se ha realizado en el sector calzado de B/manga se han encontrado unos índices altos de accidentalidad al operar dichas máquinas, esto se debe a que la mayoría de empresas pagan a destajo, es decir, por tarea o cantidad producida obligando al empleado a realizar maniobras repetitivas y de alto riesgo que atentan contra la integridad

personal; por tal motivo el diseño llevará un sistema de mando para reducir este tipo de accidentes de trabajo sin afectar la productividad.

2. DIAGNOSTICO DEL SECTOR CUERO, CALZADO Y SIMILARES

El principal renglón económico de la región es el comercio, pero desde la alta colonia la industria presentó una larga trayectoria de desarrollo, logrando importantes realizaciones. Sin embargo, el departamento no logró consolidar y expandir este desarrollo cediendo el liderazgo ante otras regiones del país. No obstante, ha continuado con una importante producción manufacturera especializada en alimentos, textiles, confecciones, calzado y tabaco, abasteciendo principalmente nichos de mercado en el oriente colombiano.

La ubicación geográfica de Santander lo ha convertido en paso obligado de los productos que circulan de sur a norte y de oriente a occidente del país, desarrollándose en el departamento un importante sector comercial.

Si analizamos la capacidad de nuestro talento humano y la inmensa riqueza de recursos que poseemos, los cuales son muy superiores a los de muchos otros países, entonces se puede encontrar que tenemos una gran ventaja competitiva global.

2.1 DIAGNÓSTICO SECTORIAL

2.1.1 Número de Empresas. El sector del cuero y similares es uno de los renglones más representativos de la economía regional, dada su contribución al sector productivo.

Según las estadísticas de la cámara de comercio el sector en Santander lo componen un total de 591 empresas de calzado, 87 empresas marroquineras y 11 dedicadas a procesos relacionados con la curtición, preparación y terminación del cuero. Las empresas en su mayoría están dedicadas a la

fabricación de calzado de dama, seguidos por la fabricación de calzado de hombre e infantil.

2.1.2 Distribución de los empleados por nivel de capacitación. Al interior de los sectores, existen diferentes oficios y tareas, que requieren de una capacitación específica, y que son indispensables para llevar a cabo el proceso de producción con éxito, a continuación se presentará un cuadro de distribución de estos cargos elaborado por el SENA:

Cuadro 1. Distribución de los empleados por nivel de capacitación

Sector Curtiembres			
Calificación mano de obra	Área de producción	Área de mantenimiento	empresa de curtición
<i>Profesionales</i>	25%	9.6%	5.30%
<i>Tecnólogos</i>	0.93%	4.10%	1.20%
<i>Empíricos</i>	1.24%	42.5%	8.60%
<i>Obreros y operarios</i>	95.32%	-	81.70%
SENA		43.8%	3.20%
Manufactura del cuero			
Ocupación		Participación	
<i>Diseñador</i>		4.27	
<i>Modelista</i>		2.99	

<i>Cortador Manual</i>	7.86
<i>Cortador a Troquel</i>	3.76
<i>Desbastador, preparador, armador</i>	4.44
<i>Operarios máquina plana</i>	11.02
<i>Operarios en máquina de codo</i>	4.53
<i>Operarios en maquina de poste</i>	1.28
<i>Operario en máquina zigzadora</i>	1.45
<i>Operarios en máquina</i>	3.37
<i>Dobladora y terminación</i>	2.56
<i>Operario máquina dobladora lineal</i>	1.28
<i>Terminador</i>	4.78
<i>Empacador</i>	4.44
<i>Desbastador de correas</i>	1.20
<i>Refilador de correas</i>	0.94
<i>Pulidor esmerilador de bordes</i>	1.62
<i>Troquelador puntas y huecos</i>	2.48
<i>Entintador de bordes</i>	2.39
<i>Grabador de correas</i>	0.94
<i>Máquinas de costura</i>	2.22
<i>Vendedores</i>	11.78
<i>Almacenistas</i>	2.90

<i>Supervisores</i>	<i>3.42</i>
<i>Jefe de Planta</i>	<i>0.09</i>
<i>Estampador</i>	<i>2.22</i>
<i>Remachador</i>	<i>0.77</i>
<i>Otros</i>	<i>9.00</i>
TOTAL	100
Sector Calzado	
OCUPACION	PARTICIPACION
<i>Preparador de Mezclado</i>	<i>5%</i>
<i>Operario de Inyectora</i>	<i>28%</i>
<i>Ayudante operario de Inyectora</i>	<i>28%</i>
<i>Cortador de rebaba</i>	<i>28%</i>
<i>Empacador</i>	<i>6%</i>
<i>Supervisor y Control de Calidad</i>	<i>5%</i>
Estructura de los Puntos de Ventas	
OCUPACION	PARTICIPACION
<i>Administradores</i>	<i>22%</i>
<i>Vendedores</i>	<i>55%</i>
<i>Almacenistas</i>	<i>5%</i>
<i>Mensajeros</i>	<i>2%</i>
<i>Cajeros</i>	<i>4%</i>

<i>Contadores</i>	<i>8%</i>
<i>Aseadores</i>	<i>1%</i>
<i>Secretarias</i>	<i>2%</i>
<i>Auxiliares de Contabilidad</i>	<i>1%</i>
TOTAL	100%

Fuente: SENA

2.1.3 Problemas del Sector. Las principales dificultades del sector tienen que ver con el sector externo: una creciente penetración de importaciones competitivas, principalmente en el segmento de consumo popular, acompañado de una pérdida de competitividad en el ámbito mundial de nuestras exportaciones.

El sector del cuero y similares en el año 2002 incluyendo el 1er trimestre del 2003, ha sufrido notoriamente en su desarrollo porque su principal socio comercial que es Venezuela, está atravesando por problemas económicos, políticos y sociales, al punto que desde septiembre del año 2002, no ha cancelado las deudas que tienen con los exportadores colombianos e incrementándose el riesgo en el país.

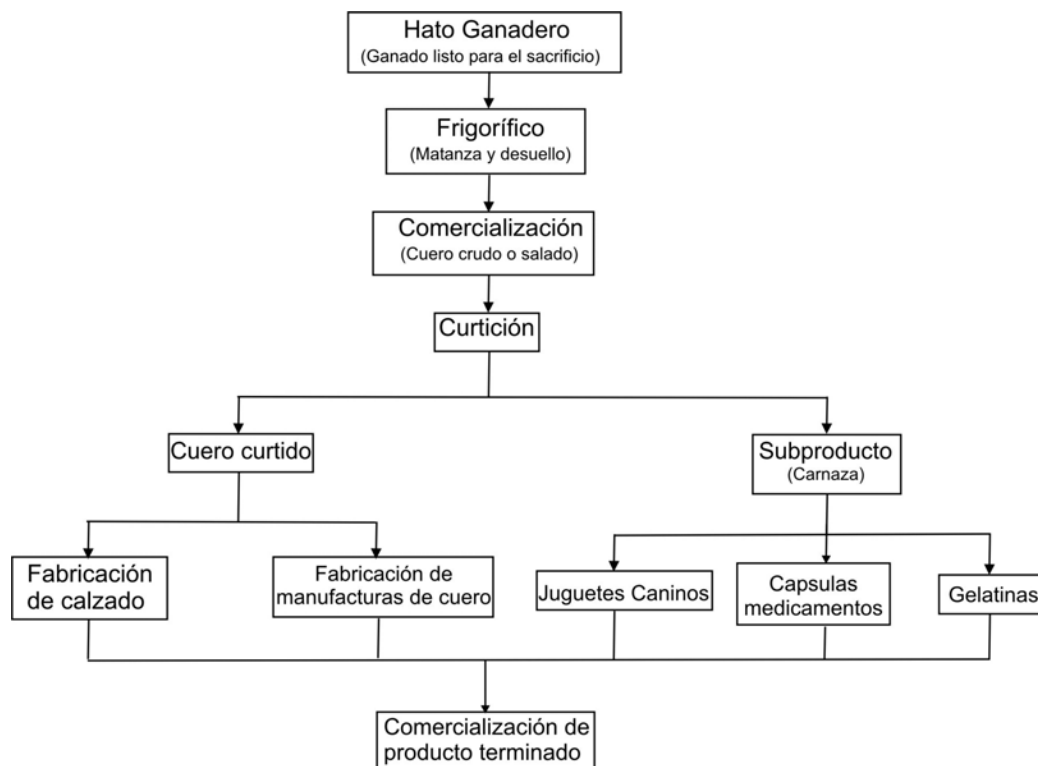
No obstante las nuevas proyecciones macroeconómicas basadas en los indicadores de 2005 y lo corrido del 2006 hacen prever una leve recuperación de los sectores productivos del país, incluyendo el sector calzado.

Según ACICAM el comportamiento del sector cuero y calzado muestra una dinámica creciente haciendo que Colombia sea más competitiva en el sur del continente, esto se evidencia por los resultados que arrojan la realización

de las 2 versiones de la feria IFLS (**International Footwear And Leather Show**) realizadas por la misma ACICAM y que reúne los principales empresarios del sector, cabe resaltar la importancia de esta feria ya que permite posicionar a Colombia con una gran ventaja competitiva en cuanto a calidad y diseño que supera incluso a países como Brasil y México, presentando una desventaja frente a estos mismos países en volúmenes de producción y por ende en costo, por eso se hace necesario tecnificarnos e invertir en tecnología y logística para lograr estos niveles y generar crecimiento económico.

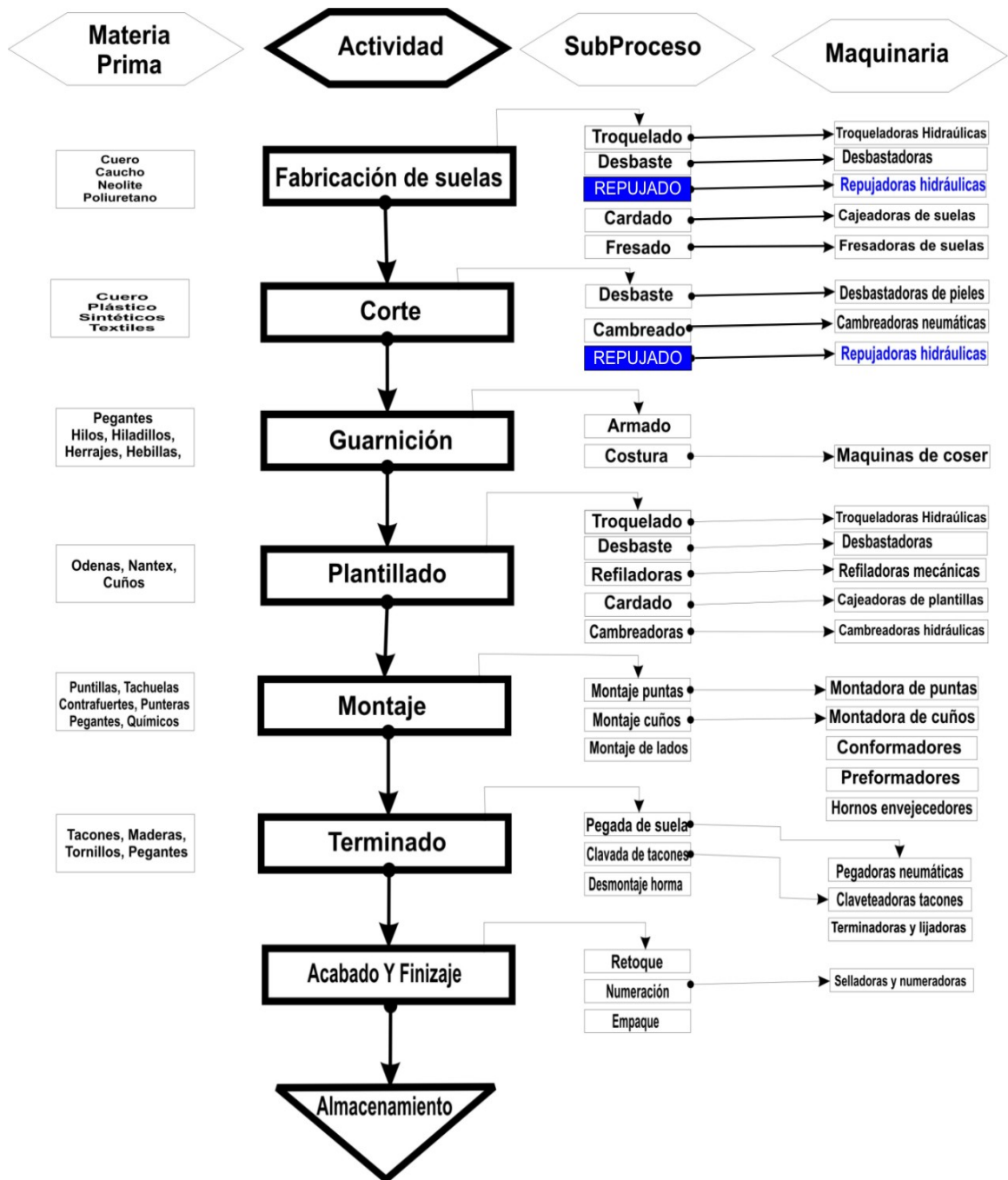
2.2 PROCESOS PRODUCTIVOS

Figura 1. Flujograma del Proceso Productivo de la cadena del Cuero y sus Manufacturas.



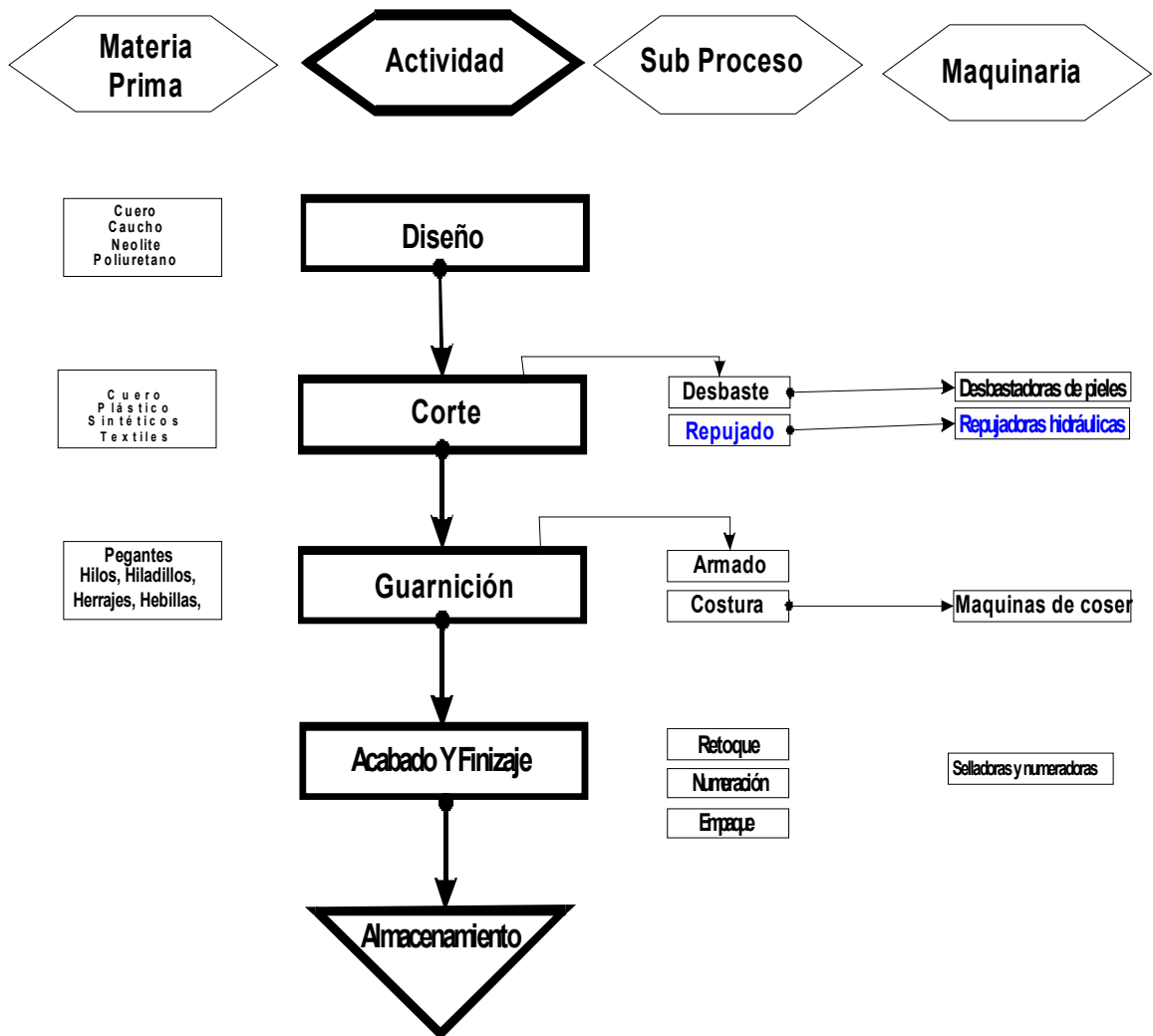
Fuente: Ministerio de Comercio Exterior-Colombia

Figura 2. Flujoograma del Proceso de Producción del calzado.



Fuente: Ministerio de Comercio Exterior-Colombia

Figura 3. Flujograma del Proceso de Producción manufacturas del cuero.



Fuente: Ministerio de Comercio Exterior-Colombia

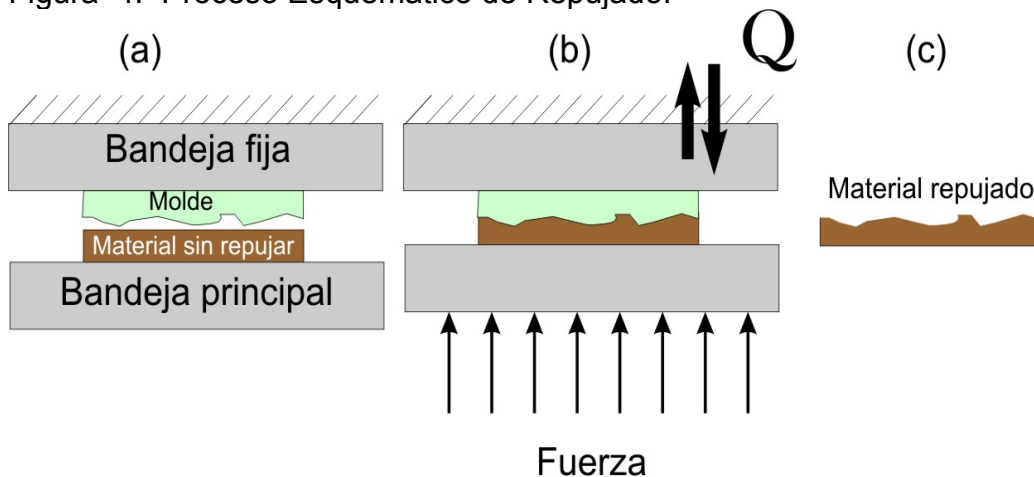
3. DEFINICION Y ESTADO DEL ARTE DEL PROCESO DE REPUJADO

3.1 DEFINICION

Según el diccionario, repujar consiste en labrar a martillo chapas metálicas, de modo que en una de sus caras resulten figuras de relieve, o hacerlas resaltar en cuero u otra materia adecuada¹.

El proceso de repujado en la manufactura de productos consiste básicamente en aplicar cierta presión sobre una matriz contra un material determinado para que este asuma en su superficie el relieve de dicha matriz. Ver Figura 4.

Figura 4. Proceso Esquemático de Repujado.



Tal vez el caso de repujado más común y observado es el proceso de marcación de ganado, en el cual, el dueño del Hato coloca su firma, iniciales

¹ Biblioteca de Consulta Microsoft® Encarta® 2004. © 1993-2003 Microsoft Corporation. Reservados todos los derechos.

o logo sobre la piel de sus animales, por medio del calentamiento al rojo vivo de un hierro el cual es aplicado súbitamente en la piel del animal.

El anterior ejemplo llevado a las aplicaciones en la industria manufacturera es un caso típico de repujado en caliente donde se aplica una baja presión y una alta temperatura, en términos de productividad al aumentar el área de aplicación y exigir la uniformidad del grabado, se debe aumentar la presión y la variable de temperatura debe ser controlada debido a que no todos los materiales se pueden trabajar en caliente, por el contrario, materiales nuevos como los sintéticos deben realizar sus procesos de repujado en frío para evitar que una vez retirada la presión y regrese a su equilibrio térmico retome su forma original desapareciendo el repujado.

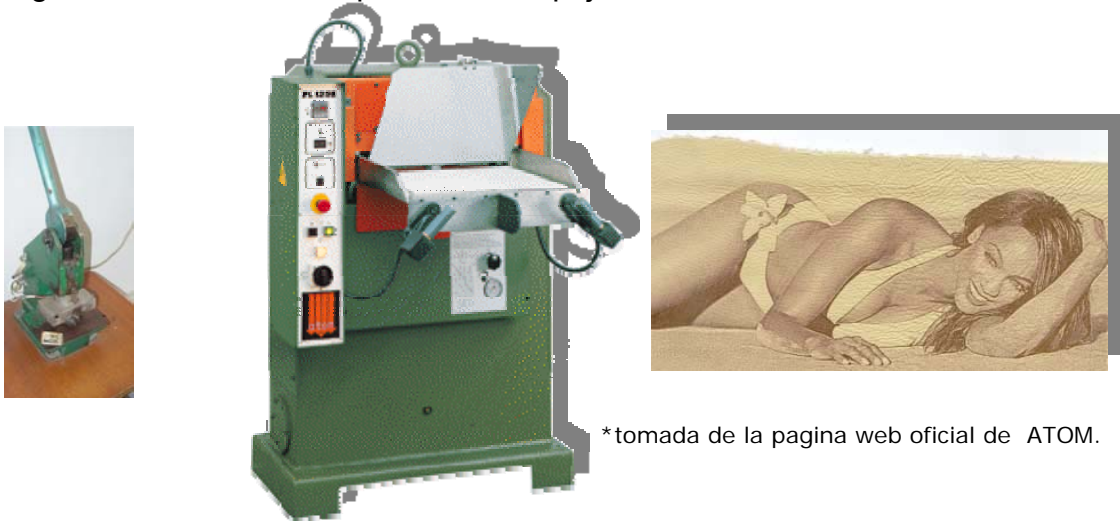
3.2 ESTADO DEL ARTE DEL PROCESO DE REPUJADO

3.2.1 El proceso de repujado en el contexto global. En la actualidad el repujado es todo un proceso de diseño donde se comienza con la idea de plasmar una figura geométrica o artística en un determinado material, hoy mediante diferentes procesos como el fotograbado, que consiste en hacer hendiduras o protuberancias sobre una lamina de chapa mediante la exposición de la luz al reaccionar con un químico determinado, se puede realizar cualquier figura que el artista, diseñador o publicista conciba, sin limitar su creatividad. Otros tipos de elaboración de estas chapas metálicas para repujado son la fundición, el mecanizado con los actuales sistemas de Control Numérico Computarizado (CNC) y la elaboración por láser.

El repujado ha evolucionado mucho desde sus inicios, anteriormente todo el proceso de repujado era en forma artesanal, mediante la utilización de herramientas manuales como el martillo y el cincel se lograba dar forma y figuras sobre la superficie del material, en la actualidad se consiguen

máquinas de funcionamiento manual, neumático, hidráulico y las de última generación computarizadas con la inclusión del láser, donde se pueden hacer grabados con calidad fotográfica a escala de grises. Ver figura 5.

Figura 5. Evolución del proceso de repujado.



3.2.2 Estado del arte del proceso de repujado en Colombia. En la cadena productiva del calzado en Colombia, hay una limitada oferta de maquinaria para el repujado de piezas utilizadas en la fabricación de productos de marroquinería y calzado, siendo en su totalidad equipos importados de países como Italia y Brasil, con las cuales es imperativo competir debido a los altos precios de dichas máquinas, por tal motivo se buscaron y tomaron en cuenta las características más importantes y se adaptaron a las necesidades de nuestro mercado, las máquinas que se consiguen en el mercado colombiano tienen las siguientes características:

a) Alternativas Del Movimiento De La Bandeja

En el mercado se encuentran las siguientes opciones para el desplazamiento horizontal de la bandeja de repujado:

- **Modelos con movimiento manual de la bandeja**

	Área de trabajo mm.	Fuerza máxima ton. / kN	Temperatura máxima. °C	Potencia motor HP	Consumo de potencia Total W	Carrera del pistón mm.	Desplazamiento efectivo mm.	Dimensiones mm.	Peso Kg.
PL 500	350x500	45 / 450	150	2,5	3350	75	75	800x1100x1400	640
PL 1000	500x400	90 / 900	150	3	4800	80	80	1000x1400x1450	1150
PL 1250	600x500	120 / 1200	150	4	5900	90	75	1150x1500x1560	1550

* Tomada de la pagina web oficial de ATOM.

- **Modelos con movimiento automático de la bandeja**

	Área de trabajo mm.	Fuerza máxima ton. / kN	Temperatura máxima. °C	Potencia motor HP	Consumo de potencia Total W	Carrera del pistón mm.	Desplazamiento efectivo mm.	Dimensiones mm.	Peso Kg.
PL 1001	500x400	90 / 900	150	3	4800	80	80	1000x1400x1450	1150
PL 1251	600x500	120 / 1200	150	4	5900	90	75	1150x1500x1560	1550
PL 2001	750x600	180 / 1800	150	5,5	8400	105	100	1400x1700x1600	2470

* Tomada de la pagina web oficial de ATOM.

b) Alternativas de repujado:

Existen dos tipos, las de tipo **PL** que están equipadas con bandeja térmica y se describe en los modelos anteriores y las de tipo **PT** que no lo poseen.

- **Modelos sin equipamiento térmico**

	Área de trabajo mm.	Fuerza máxima ton. / kN	Potencia motor HP	Consumo de potencia Total W	Carrera del pistón mm.	Desplazamiento efectivo mm.	Dimensiones mm.	Peso Kg.
PT 1251	600x500	120 / 1200	5,5	4200	90	80	1150x1500x1560	1690
PT 2001	750x600	120 / 1200	5,5	4200	90	87	1400x1700x1600	2550

* Tomada de la pagina web oficial de ATOM.

Figura 6. Repujadora hidráulica italiana tipo PL Vs Repujadora hidráulica colombiana con sistema dual (calor y frío)



c) Comparación entre la PL500 y RH-35TPL (proyecto).

	Área de trabajo mm.	Fuerza máxima ton. / kN	Temperatura mínima y máxima. °C	Potencia motor HP	Selector de transf. de calor.	Carrera del pistón mm.	Dimensiones mm.	Peso Kg.	CONT ROL	Precio
Maquical RH-35TPL	500x350	35 / 350	-10 a 150	3	CALOR Y FRÍO	80	800x1500x850	700	PLC	22 millones
PL500	350x500	45 / 450	150	2.5	CALOR	75	800x1100x1400	640	LOG. CABLEADA	28 millones
VENTAJA	=	-	+	-	+	+	+	-	+	+

Las características de operación son similares y en algunos casos superiores. Además, se obtendrá una ventaja competitiva con respecto a la tecnología importada, la cual trabaja con un solo sistema, obligando a adquirir un equipo para cada proceso (caliente – frío), por ultimo, el desplazamiento de la bandeja en dirección horizontal se hará en forma

manual ya que permite una disminución del tiempo de operación y reduce los costos de fabricación.

Con el sondeo preliminar que realizamos al sector del calzado en B/manga pudimos captar la necesidad o la falta de oferta de maquinas productivas de alta calidad, abriendo la posibilidad de que este proyecto sea el inicio de un plan de negocios o proyecto empresarial dirigido a crear un portafolio de servicios que incluya el diseño, construcción, repotenciación, adaptación y reconstrucción de partes que abarquen toda la gama de maquinas vinculadas a la cadena productiva del calzado, dando valor agregado con planes de mantenimiento y soporte técnico.

3.3 MATERIALES PARA MOLDES Y MATRICES

Los principales materiales para la elaboración y fabricación para moldes y matrices para repujado son el Aluminio, el Bronce y el Hierro. Debido a sus propiedades mecánicas tales como: ductilidad, maleabilidad, resistencia y su buena conductividad térmica, además de su bajo costo y fácil consecución. La forma geométrica de estos son por lo general paralelepípedos, donde su espesor va a depender de las variables de operación como presión y temperatura resultado de un análisis previo de diseño, el área depende del diseño original a grabar y de las especificaciones de la máquina donde se efectuará el proceso de grabado.

3.3.1 Materiales objeto de repujado. Como se ha especificado anteriormente, el proceso de repujado esta orientado a dar una diferenciación y exclusividad a un producto manufacturado, dichos procesos se encuentran inmersos inmediatamente después de la etapa de corte, debido a la evolución y competitividad del mercado de los productos manufacturados el cuero no es el único material utilizado.

Dichos materiales se encuentran resumidos en la siguiente tabla:

Cuadro 2. Materiales para Repujado

Material	Presión de repujado	Transferencia de Calor	Aplicación
Cuero, badana, gamuza	Alta >800 psi	Caliente > 50° C	Capellada
Sintético	Alta >800 psi	Frío < 5 ° C	Capellada
Neolite	Baja < 500 psi	Frío < 5 ° C	Suela
Microporosas	Baja <500 psi	Frío < 5 ° C	Suela
Cuño madera	Alta >800 psi	Frío < 5 ° C	Suela

4. CARACTERÍSTICAS DEL EQUIPO A DISEÑAR

La máquina está equipada con un sistema hidráulico el cual proporciona la fuerza y el movimiento necesario para su operación, donde sus funciones están gobernadas por un controlador lógico programable (PLC). La configuración externa de la máquina se puede apreciar en la figura 7.

Figura 7. Configuración externa de la repujadora.



La repujadora hidráulica está diseñada especialmente para realizar grabados en alto y bajo relieve sobre diversos materiales, pero es posible utilizarla para otros procesos tales como troquelado y conformado con algunas adaptaciones básicas, teniendo en cuenta que no sobrepasen las especificaciones técnicas de operación.

4.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

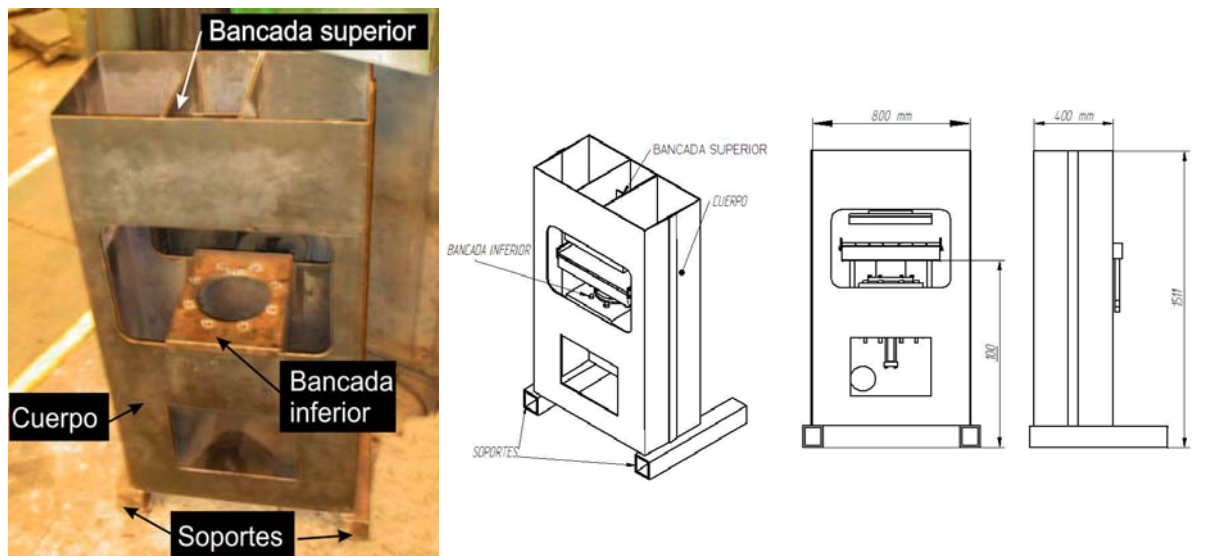
- Carga máxima 35 toneladas.
- Altura máxima de operación 120 mm.
- Rangos de temperatura de -10°C a 150°C .

La máquina se encuentra conformada por cinco (5) grupos de elementos, a saber:

- Estructura, Ver Figura 9.
- Sistema Hidráulico, Ver Figura 13.
- Sistema Eléctrico, Ver Figura 14.
- Sistema De Transferencia De Calor, Ver Figura 15 y 16.
- Sistema De Compresión, Ver Figura 17.

4.2 DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA

Figura 8. Foto y Vistas de las Partes de la Estructura



La estructura esta conformada por el cuerpo, la bancada superior, la bancada inferior y los soportes, como puede apreciarse en la Figura 8.

El cuerpo esta construido en su totalidad en láminas de acero cortadas, biseladas y soldadas. Su diseño esta basado en criterios de rigidez, armonía de conjunto y economía. En la Figura 9 se puede apreciar el cuerpo ensamblado, las caras anterior y posterior fueron cortadas de lámina HR de espesor 6 mm por cizalla y sometidas a un proceso de doblado y posteriormente a un corte con plasma, en el capítulo 5.1 se hace una descripción más detallada.

Figura 9. Foto Cuerpo de la Estructura



La **bancada inferior** tiene forma de (U) invertida y esta constituida por una lámina superior de acero HR con un agujero centrado de (9") de diámetro por donde se alojará el cilindro de Fuerza y (8) agujeros de 5/8" distribuidos simétricamente en un radio de (140mm.) por donde pasaran los Tirantes que soportaran el actuador. Esta lámina se encuentra apoyada y soldada sobre el cuerpo reforzado con dos láminas laterales de acero HR. Ver Figura 10.

Figura 10. Foto Bancada Inferior



La **bancada superior** tiene forma de (H) y esta constituida por una lámina inferior de acero HR con un agujero centrado de (6") de diámetro por donde se alojará el apoyo de la bandeja de Transferencia De Calor y (4) agujeros de (5/16") distribuidos simétricamente en un radio de (8") por donde pasaran los tornillos que soportaran dicha bandeja. Esta lámina se encuentra apoyada y soldada sobre el cuerpo reforzado con dos láminas laterales de acero HR. Y dos láminas centrales de acero HR equidistantes Ver Figura 11.

Figura 11. Foto Bancada Superior



Los **soportes** se fabricaron soldando dos perfiles en “L” para formar un paralelepípedo dando rigidez, simplicidad y funcionalidad, además, de brindar estabilidad sirve también para proteger el motor en voladizo y la unidad de frío que se encuentran alojados en la parte posterior de la máquina de posibles montajes incorrectos. Ver Figura 12.

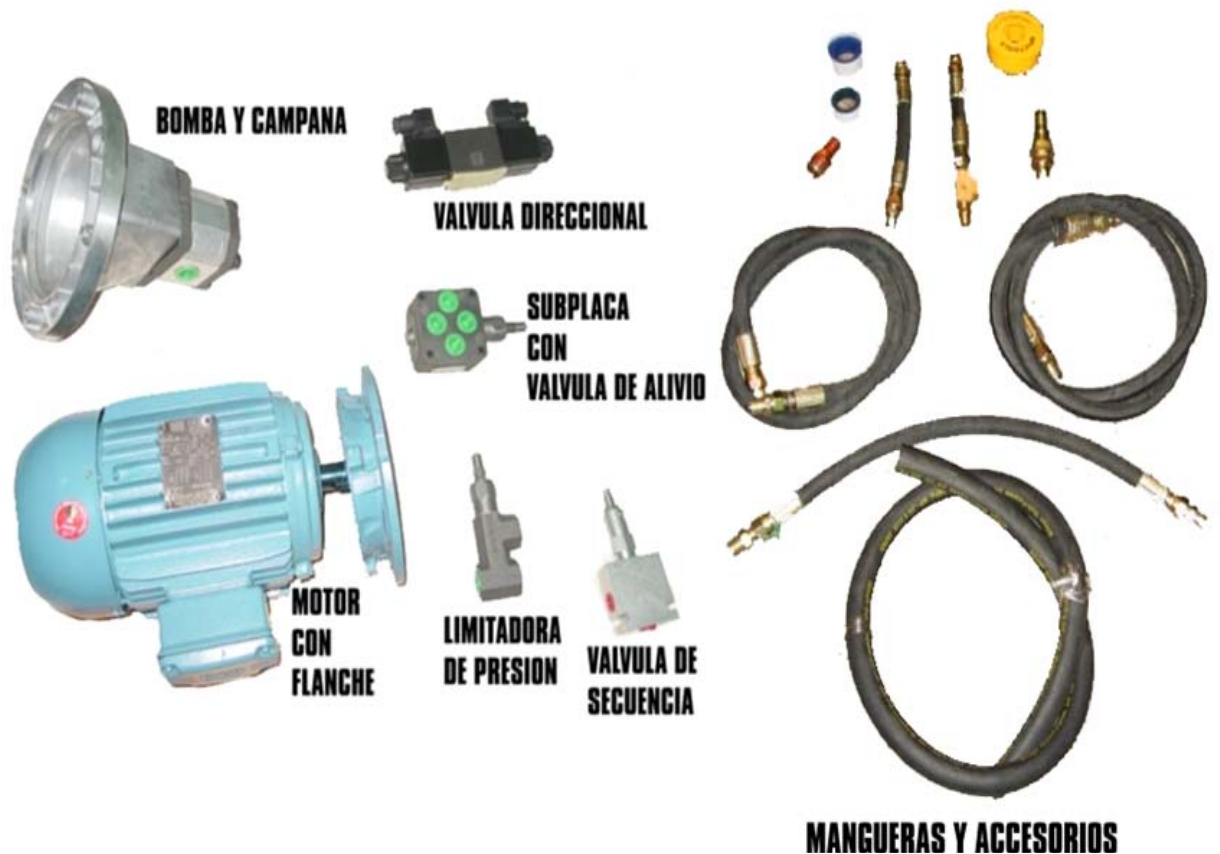
Figura 12. Foto Soportes de la estructura



4.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

La unidad de potencia esta constituida por un Motor Eléctrico de (3 Hp), una Bomba de Engranajes, una Válvula Direccional 4/3 accionada por solenoides y reposicionada por muelles, una válvula de secuencia, una válvula reductora de presión, una subplaca con válvula de seguridad incorporada, un actuador compuesto por dos cilindros hidráulicos, un deposito de aceite, un manómetro y los accesorios requeridos para una correcta instalación. Ver Figura 13.

Figura 13. Foto Accesorios del Sistema Hidráulico.



4.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO

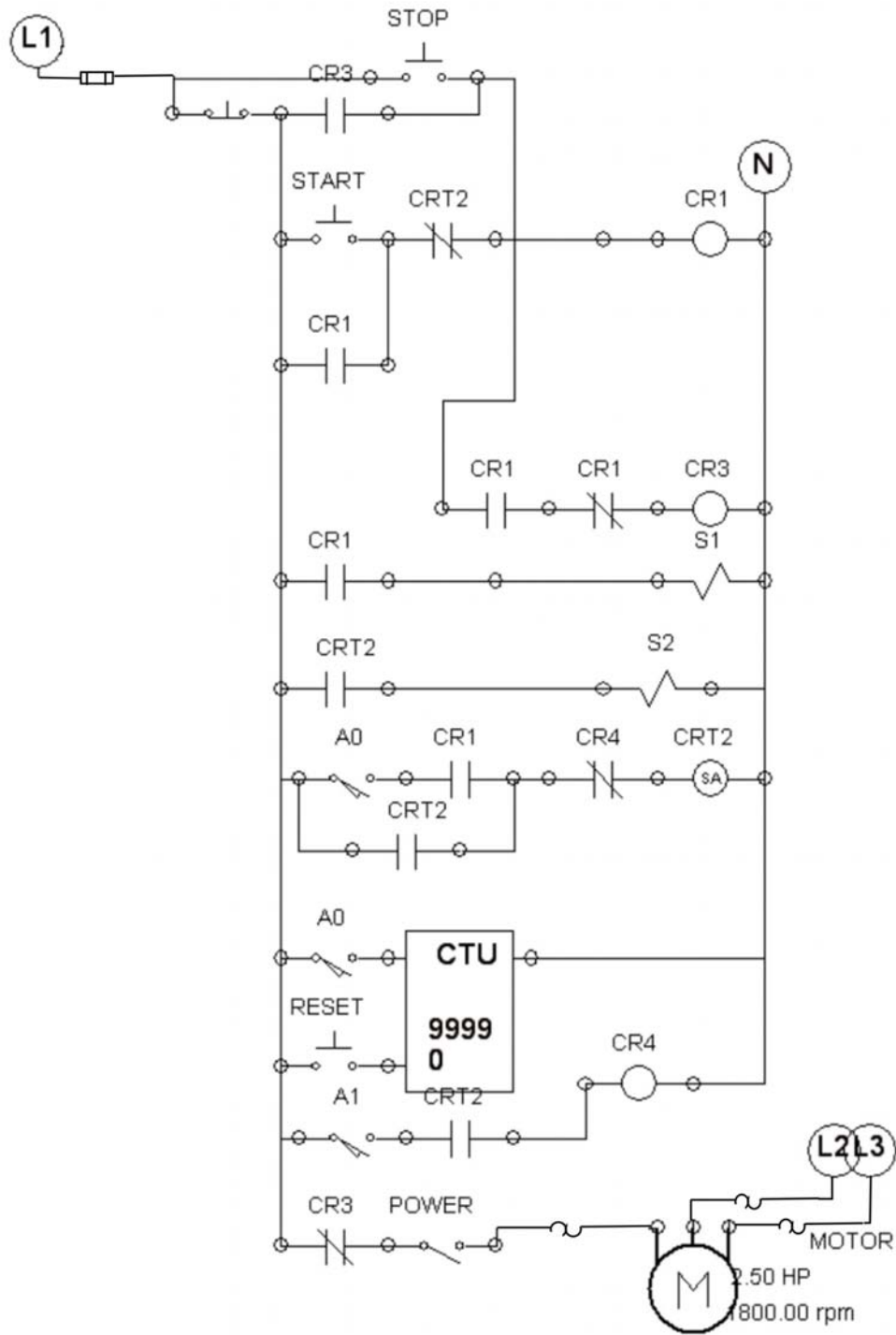
La máquina posee un pulsador para el arranque y otro de apagado, que manejan un Motor eléctrico Trifásico que suministra la potencia.

El gobierno de la operación de repujado se hace por medio de un Controlador Lógico Programable (PLC) por sus siglas en inglés, el cual posee (6) entradas digitales, (2) entradas análogas y (4) salidas para reles, funciona con un voltaje de (24 V) de corriente continua.

El inicio de la operación de repujado se realiza por medio de dos pulsadores situados en frente de la bandeja de operación y un interruptor de final de carrera, que se deben oprimir al mismo tiempo por razones de seguridad, al mismo tiempo que da la orden de control de temperatura la cual es sensada por una termocupla situada en la bandeja de Transferencia De Calor. El resto del ciclo de trabajo es realizado automáticamente por el PLC de acuerdo a los parámetros establecidos por el operario tales como tiempo y temperatura de repujado.

La Figura 14, muestra un esquema del circuito eléctrico de la máquina.

Figura 14. Esquema del Circuito Eléctrico de la Máquina.

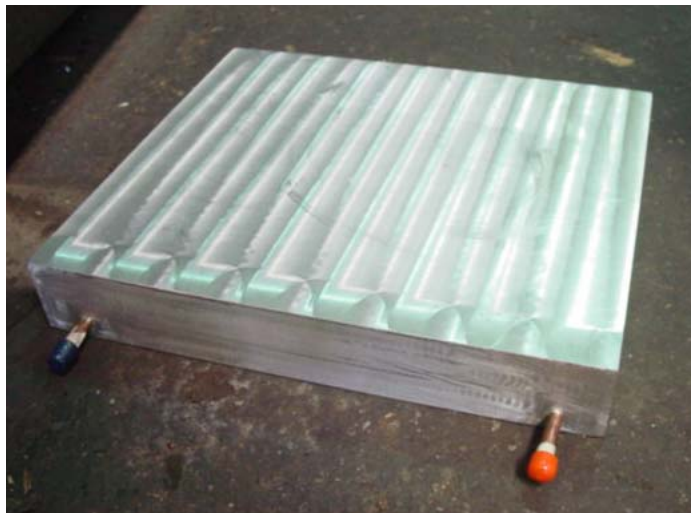


4.5 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Este sistema está conformado por (2) circuitos independientes de transferencia (Calor y Frío), el cual puede ser seleccionado por el operario desde el panel de control.

El **circuito de Calor** consta de (3) resistencias de (5/8") de diámetro por (30cm.) de longitud incrustadas simétricamente en la bandeja de Transferencia De Calor, las cuales son activadas y desactivadas por un Rele conectado a una salida del PLC para mantener una temperatura determinada hasta un máximo de (150 °C). Ver Figura 13.

Figura 15. Bandeja de Transferencia (calor y frío).



El **circuito de Frío** consta de un evaporador en forma de Serpentin incrustado (por fundición), en la parte superior de la bandeja de Transferencia De Calor. Ver Figura 14. Dicho evaporador esta conectado a una unidad de Frío que proporciona las **Btu** necesarias para producir el descenso de temperatura. Este sistema es necesario para algunos materiales que se encuentran descritos en la tabla 2.

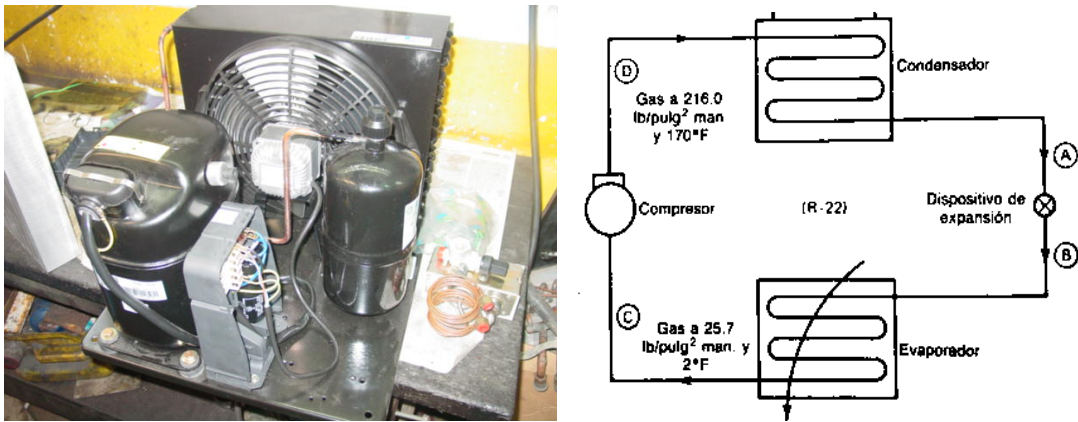
Figura 16. Foto Incrustación del Serpentín por Fundición.



(Hasta -10°C .). Dicha unidad posee un sistema de apagado en vacío el cual lleva el gas refrigerante a un acumulador para almacenarlo y evitar que la unidad sufra daños cuando la máquina opera en el circuito de Calor. Esta unidad consta de los siguientes elementos. Ver Figura 17.

- Compresor.
- Válvula de expansión.
- Evaporador.
- Acumulador de refrigerante
- Condensador.
- Válvula Solenoide y Válvula antiretorno de (3/8 x 3/8)
- Sistema eléctrico de Control
- Motor (ventilador).
- Protector guarda aspa.
- Válvula trinaría.
- Tubería y serpentín en cobre (3/8").

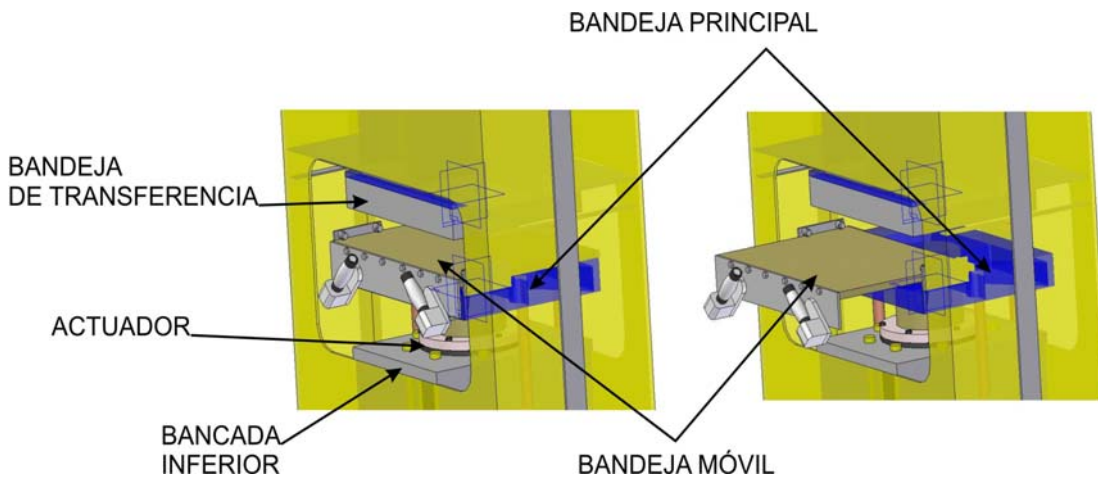
Figura 17. Foto de la Unidad de Frío y circuito de refrigeración.



4.6 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN

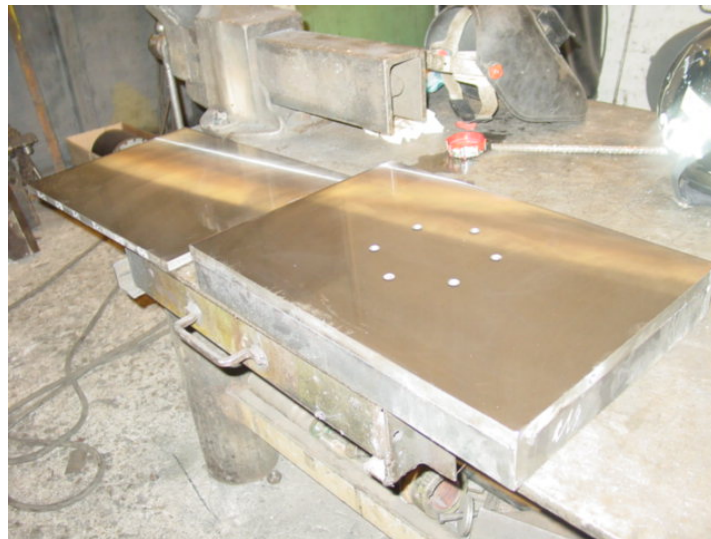
Este sistema es el encargado de realizar el proceso de repujado en sí, consta de un sistema de bandejas fijas y móviles las cuales transmiten la presión ejercida por el actuador al molde o matriz contra el material a repujar. Ver Figura 18.

Figura 18. Esquema Representativo del Sistema de Compresión.



El sistema esta conformado por dos bandejas una fija y otra móvil. La fija se denominará bandeja principal y se encuentra acoplada solidariamente al vástago del cilindro de Fuerza y la bandeja móvil que se deslizará sobre la bandeja principal para permitir la entrada y salida del material objeto de repujado. Ver Figura 19.

Figura 19. Foto de las Bandejas Principal y Móvil.



La bandeja móvil se deslizará sobre la bandeja principal, por lo tanto requieren de un rectificado sobre las superficies en contacto y así disminuir la fricción.

5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS PARTES DE LA MAQUINA

5.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

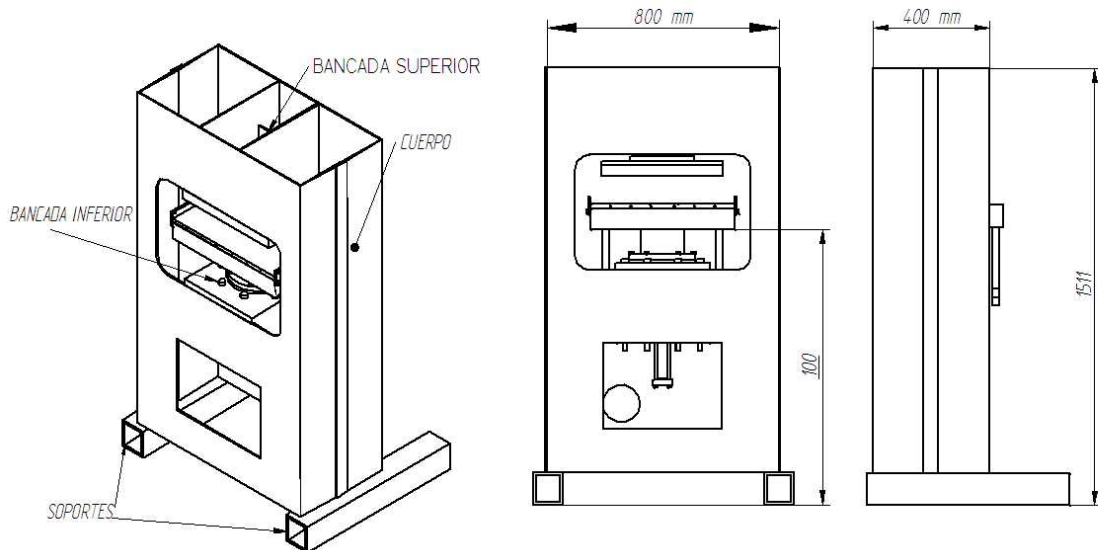
La estructura de la máquina esta dividida en (3) tres partes fundamentales, como son el cuerpo, las bancadas (superior e inferior) y los soportes (2).

La bancada, el cuerpo y los soportes están contruidos en su totalidad en láminas de acero, laminado en caliente con un esfuerzo a la fluencia $S_y = 2450 \text{ Kg. / cm}^2$.

Las dimensiones de la estructura fueron tomadas con base en las medidas de las máquinas similares que se encuentran en el mercado, considerándose la altura de (100cm), desde la parte inferior del soporte hasta la bandeja principal como ergonómicamente buena y funcional para el operario.

Las dimensiones exteriores de la estructura, alto (150 cm.), ancho (80 cm.) y profundidad (40 cm.) se tomaron tratando de hacer la máquina lo más compacta posible, para evitar deformaciones excesivas por distancias muy grandes entre puntos de apoyo; y al mismo tiempo aprovechar al máximo el espacio interior para acomodar lo mejor posible los diferentes elementos de la máquina. Ver Figura 20.

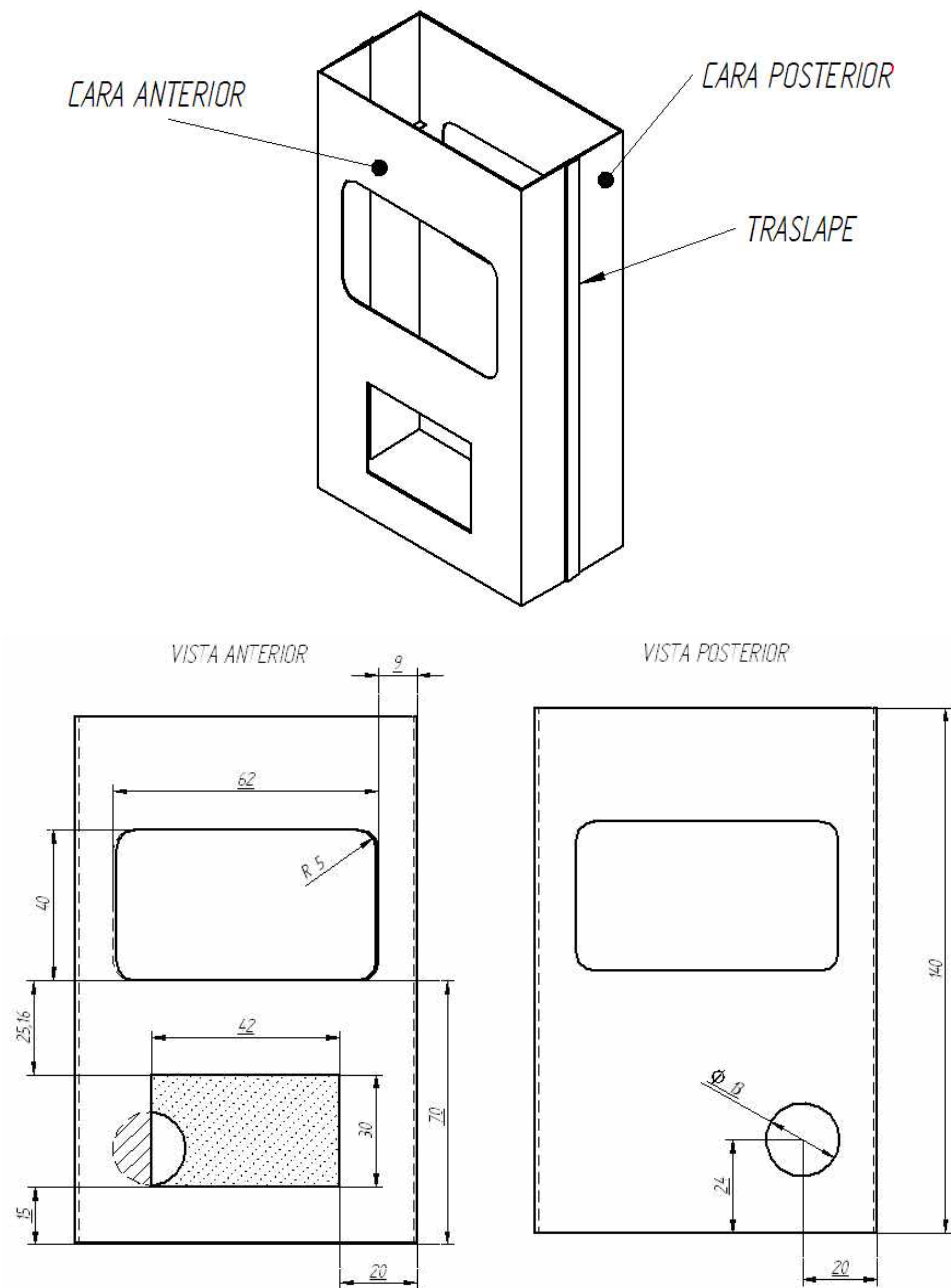
Figura 20. Partes Generales de la Estructura.



5.1.1 Diseño del cuerpo. Es la parte estructural donde se va a integrar todo el conjunto de elementos que componen la máquina, dicho cuerpo posee unas dimensiones de (140 x 80 x 40), dándole una forma compacta y armoniosa, apropiada para espacios no muy grandes de producción, además de comodidad para el operario.

Los huecos de las caras del cuerpo fueron cortados con soldadura de plasma. En la cara anterior se diseñaron (2) huecos de tal forma que puedan cumplir con las funciones requeridas y una correcta operación; en el hueco superior se van a ubicar las bandejas de trabajo donde se va a realizar el proceso de operación, el hueco inferior va a permitir una instalación y un mantenimiento de forma fácil, cómoda y segura. En la cara posterior se hicieron otros (2) huecos por el mismo procedimiento, el superior que cumple la misma función del hueco superior de la cara anterior y el inferior donde se va a ubicar el Motor eléctrico y los elementos necesarios para su correcta instalación. Ver Figura 21.

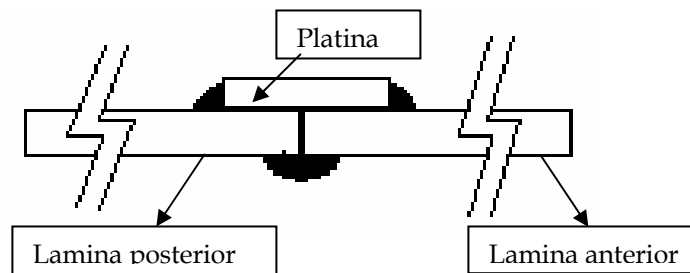
Figura 21. Partes y dimensiones del cuerpo



La forma del cuerpo se hizo a partir de (2) dos láminas de acero laminado en caliente de (6mm) de espesor, las cuales se doblaron en sus extremos a un ángulo a 90° hasta formar una U, a continuación se unieron los extremos de

las láminas a tope por medio de cordones de soldadura tipo MIG, reforzado con una platina que traslapa las láminas quedando estas unidas por (3) cordones de soldadura. La unión entre laminas es llamada **Unión Tope** mediante una **soldadura de Ranura en V**, y la unión entre lamina y el traslape es llamada **Unión “T”** mediante una **soldadura de Filete** Ver Figura 22.

Figura 22. Detalle Unión de Laminas del Cuerpo (traslape)



• **Análisis CAE del Cuerpo.** Para determinar el comportamiento físico en este análisis, se aplican las fuerzas a las bancadas que a su vez se encuentran unidas al cuerpo, dicho cuerpo fabricado en Acero Estructural posee un Esfuerzo Admisible de $\sigma_{\text{Adm.HR}} = 36259 \text{ Psi}$. (Ver anexo A); dando como resultado un Esfuerzo Máximo de $\sigma_{\text{máx.}} = 28210 \text{ Psi}$; una Deformación Máxima de $\varepsilon_{\text{máx.}} = 2.69 \times 10^{-2} \text{ in}$; un Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{Equiv.}} = 31356 \text{ Psi}$; Ver Figuras 23 y 24. Por ultimo, con estos se determina el factor de seguridad = Esfuerzo Admisible Material / Esfuerzo equivalente. **N = 1.16.** ; Ver (Ec. 5.1)

► **(Ec. 5.1)** $N = \sigma_{\text{Adm.}} / \sigma_{\text{Equiv.}}$

Siendo:

$\sigma_{\text{Adm.}}$ = Esfuerzo Admisible Material

σ_{Equiv} = Esfuerzo equivalente.

Figura 23. Análisis CAE de Esfuerzos Cuerpo.

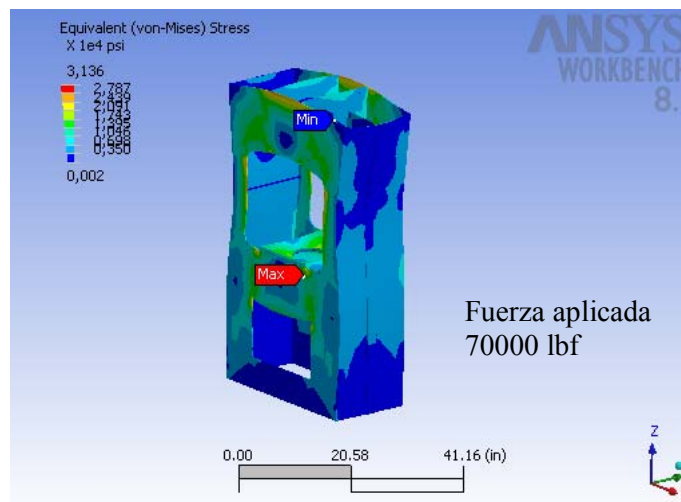
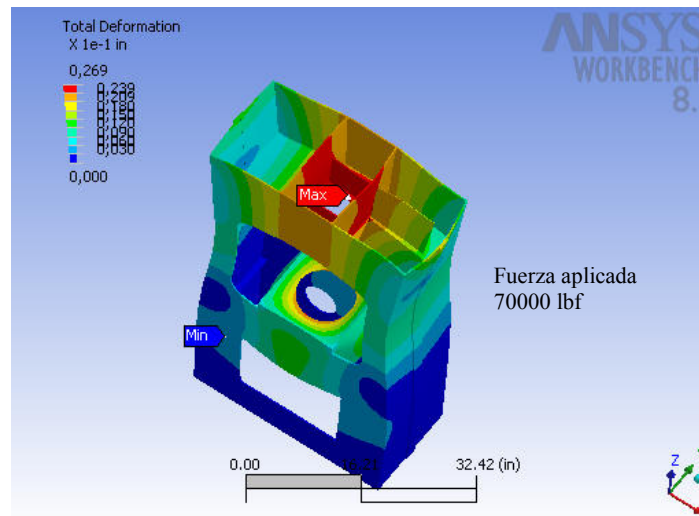


Figura 24. Análisis CAE de Deformaciones Cuerpo.



5.1.2 Diseño de las Bancadas. Generalmente el diseño de estas es bastante complicado debido a la complejidad y las exigencias constructivas, estas requieren de un análisis de esfuerzos y deformaciones, por lo tanto es necesaria la utilización de herramientas **CAE** (Ansys, Workbench), las cuales

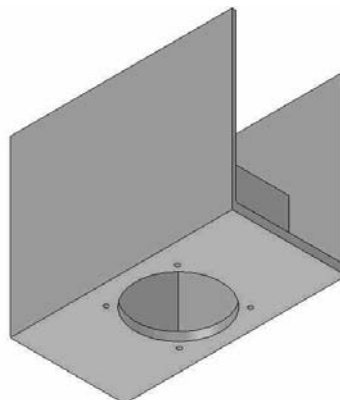
nos permiten tener una buena aproximación del comportamiento de los materiales sometidos a cargas externas.

La bancada es una estructura donde se debe asegurar la continuidad de líneas de esfuerzos y sirven como soportes a los elementos que van a realizar el trabajo como lo son presión y temperatura. Por lo tanto su diseño debe ser lo suficientemente confiable.

a) Bancada Superior. Es la parte encargada de sostener y dar firmeza a la bandeja de Transferencia de Calor, está se encuentra unida a la estructura mediante cordones de soldadura Tipo MIG. Las dimensiones y la forma de la bancada se diseñaron de acuerdo al análisis de esfuerzos y deformaciones, dando como resultado un espesor de (12mm), adicionalmente se hace necesario incluir unas laminas laterales para dar rigidez tanto a la estructura como a la bancada.

El conjunto de láminas que conforman dicha bancada tiene forma de H y están hechas acero laminado en caliente, en su centro se encuentra un agujero de (6") de diámetro, por donde va a pasar el elemento que une la bancada de la bandeja de Transferencia de Calor. Dicho elemento se va a sujetar por medio de (4) tornillos de (5/16"). Ver Figura 25.

Figura 25. Diseño CAD Bancada Superior.



- **Análisis CAE Bancada Superior.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de la bancada superior estando sometida a una carga máxima de operación de (70000 Lb) y un $\sigma_{Adm.HR} = 36259 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); dando como resultados. Esfuerzo máximo $\sigma_{m\acute{a}x.} = 19364 \text{ Psi}$ Deformación máxima $\varepsilon_{m\acute{a}x.} = 9.25 \times 10^{-3} \text{ in}$; Esfuerzo Equivalente $\sigma_{equiv.} = 19228 \text{ Psi}$; con (Ec. 5.1). Factor de Seguridad **N = 1.8**.

Figura 26. Análisis CAE de Esfuerzos Bancada Superior

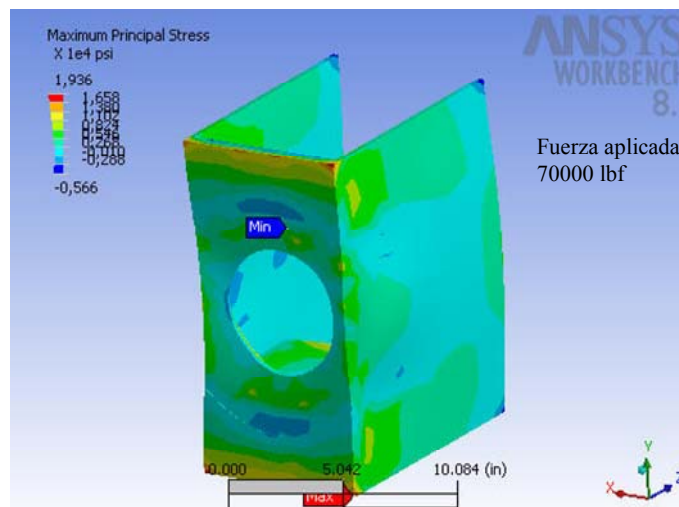
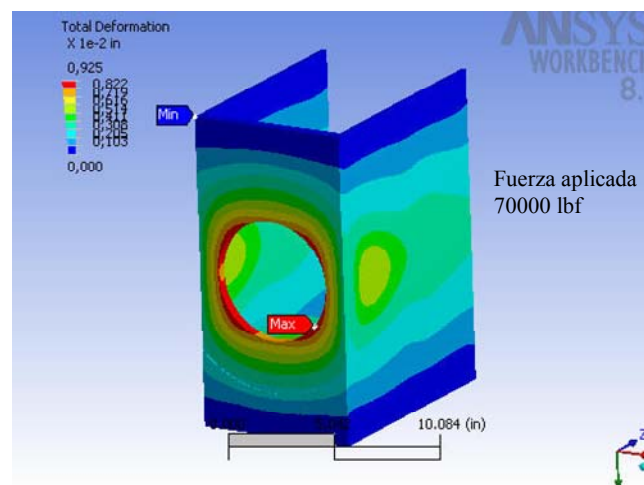


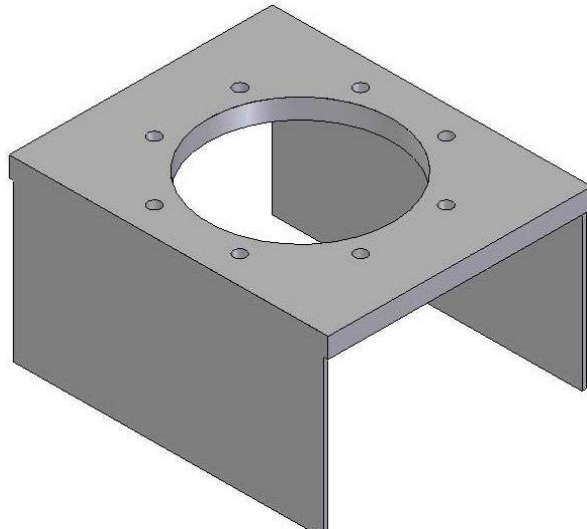
Figura 27. Análisis CAE de Deformaciones Bancada Superior.



b) Bancada Inferior. Es la parte donde se va a apoyar el actuador, es uno de los elementos más críticos ya que es en esta bancada donde se soportara la carga máxima de operación junto con el peso de las láminas y el actuador. Por lo tanto el diseño variara en forma considerable.

Esta bancada se encuentra hecha de acero laminado en caliente, de (20mm) de espesor requerido por el análisis de esfuerzos y deformaciones, además, está se encuentra unida a la estructura mediante cordones de soldadura Tipo MIG. También se hace necesario incluir unas láminas laterales de (6mm) de espesor para dar mayor rigidez a la estructura. Su forma final es de una U invertida, además, posee (8) agujeros pasantes de (16 mm) de diámetro los cuales van a ser atravesados por la misma cantidad de tornillos de (5/8”), grado 8, los cuales van a ser los que soportaran el actuador. Ver Figura 28.

Figura 28. Diseño CAD Bancada Inferior.



• **Análisis CAE Bancada Inferior.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de la bancada Inferior estando sometida a una carga máxima de operación de (70500 lb.), y un $\sigma_{Adm.HR} = 36259 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); dando como resultado, Esfuerzo Máximo $\sigma_{m\acute{a}x.} = 22736 \text{ Psi}$; Deformación

Máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 6.73 \times 10^{-3}$ in; Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 14921$ Psi;
resolviendo (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 2.43$.

Figura 29. Análisis CAE de Esfuerzos Bancada Inferior.

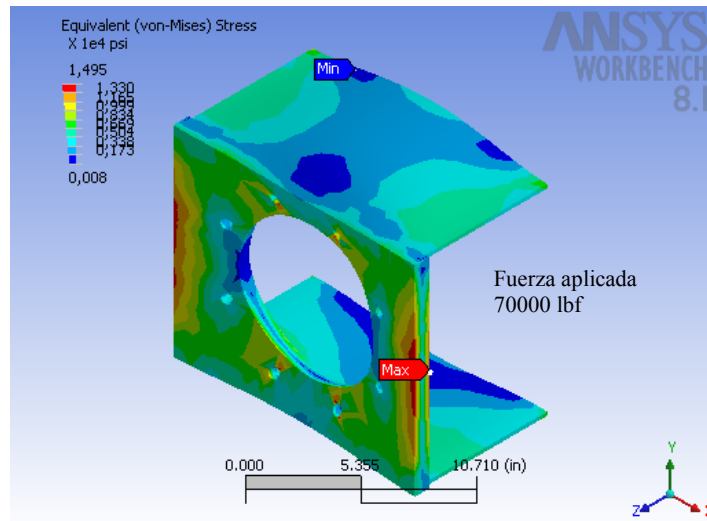
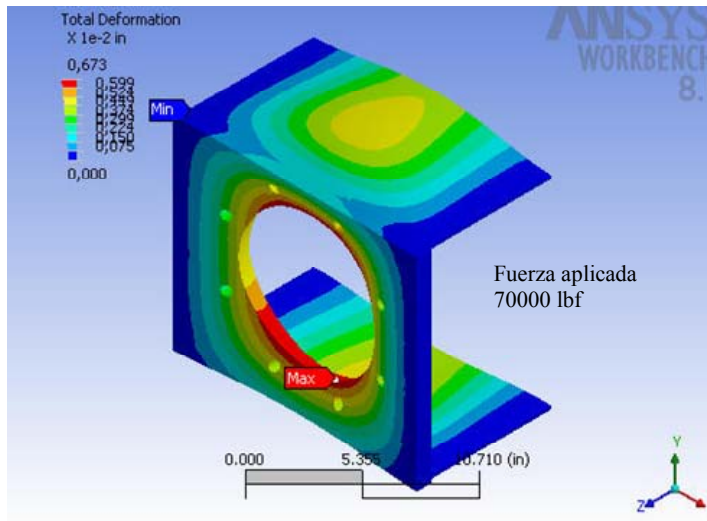


Figura 30. Análisis de Deformaciones Bancada Inferior.



5.2 DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO

Para diseñar un circuito, la primera consideración es sobre el trabajo que se debe realizar. Este trabajo puede ser levantar un peso, girar una herramienta o bloquear algún elemento. El elemento de trabajo o actuador es donde realmente empieza el diseño del sistema. El trabajo determina el tipo de actuador que hay que utilizar, por lo tanto el primer paso a seguir será la selección del actuador.

El tipo de trabajo efectuado y la energía necesaria determinan las características de los actuadores (motor o cilindro) que deben ser utilizados. Solamente después de haber elegido el actuador pueden seleccionarse los restantes componentes del circuito para completar el sistema.

5.2.1 Diseño Del Actuador Hidráulico². Los cilindros son actuadores lineales. Por lineal se quiere decir que el trabajo de un cilindro se realiza en línea recta.

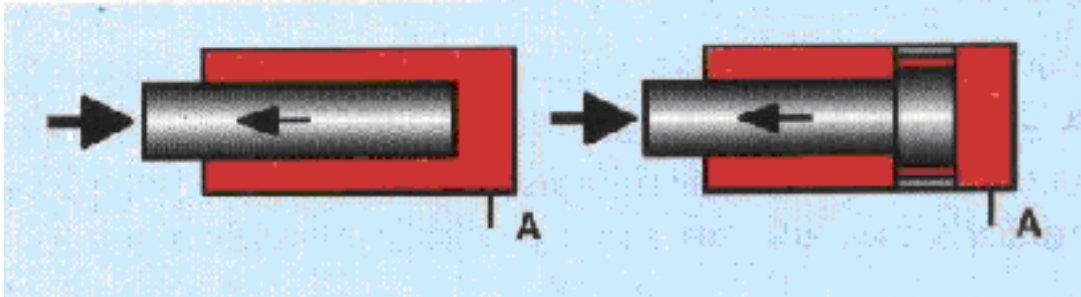
a) Tipos de cilindros. Los cilindros se clasifican como a) cilindros de simple o de doble efecto, b) cilindros diferenciales y no diferenciales. Las variaciones incluyen pistón liso o pistón con vástago, siendo éste sólido o telescópico.

- **Cilindro a pistón de inmersión o a pistón sin vástago.** En esta versión de cilindro, de acuerdo con la instalación técnica, solo se pueden transmitir fuerzas de compresión. De acuerdo con el caso de aplicación, los cilindros a pistón sin vástago pueden realizarse con o sin pistón guía interno (tope). En la versión sin tope interno la gran fuerza de presión se calcula a

² Tomado del manual de oleohidráulica industrial

partir de la superficie efectiva máxima del pistón y de la presión de servicio máxima. Ver Figura 31.

Figura 31. Cilindro Tipo Pistón de inmersión.



Fuente: fundamentos y componentes de la hidráulica. Cp 7. Pg123.

b) Construcción del cilindro. Las piezas esenciales de un cilindro. Son: un tubo, un pistón, un vástago, tapas y juntas adecuadas.

Los orificios del cilindro están situados en las tapas que están fijadas rígidamente en las extremidades del tubo mediante tirantes y tuercas.

El retén del vástago es del tipo cartucho incluyendo el retén propiamente dicho y un anillo limpiador que protege al vástago contra las impurezas. El tipo cartucho facilita el recambio de los retenes.

d) Capacidad de los cilindros. La capacidad de un cilindro viene determinada por su tamaño y su resistencia a la presión.

La mayoría llevan un vástago normalizado, pero hay disponibles, además, vástagos pesados y extrapesados. El tamaño del cilindro viene definido por el diámetro del pistón y por la carrera del vástago. La velocidad del cilindro, la fuerza disponible y la presión necesaria para una carga dada, dependen del área del pistón utilizado

- **La presión indica la carga de trabajo.** La presión se genera por la resistencia de una carga. Se puede observar que la presión es igual a la fuerza de la carga dividida por la superficie del pistón.

► (Ec. 5.2)
$$P = \frac{F}{S}$$

En esta relación:

P = presión en Lb/Pulg².

F = fuerza en Lb.

S = superficie en Pulg².

Según esto, puede verse que un aumento o disminución de la carga dará como resultado un incremento o disminución similar en la presión de trabajo. En otras palabras, la presión es proporcional a la carga, y una lectura del manómetro indica la carga de trabajo (en Lb/Pulg² ó Psi) en un momento dado.

- **La fuerza es proporcional a la presión y a la superficie.** Cuando un cilindro hidráulico se usa para mantener una carga, la fuerza que aplica puede calcularse como sigue:

► (Ec. 5.2)
$$F = P \times S$$

- **Calculo de la superficie del pistón.** La superficie de un pistón puede calcularse mediante la fórmula:

► (Ec. 5.3)
$$S = 0.7854 \times D^2.$$

Donde:

S = Superficie en cm².

D = Diámetro del pistón en cm.

- **Velocidad de un actuador.** La velocidad de desplazamiento del vástago de un cilindro o de giro de un motor depende de su tamaño y del caudal que se le envía. Para relacionar el caudal con la velocidad, se considera el volumen que requiere el actuador para obtener un desplazamiento determinado.

La relación entre estas magnitudes puede expresarse como sigue:

► (Ec. 5.4)
$$\text{Velocidad} = \frac{\text{Volumen/tiempo}}{\text{Superficie}} = \frac{\text{Caudal}}{\text{Superficie}}$$

► (Ec. 5.5)
$$Q = \frac{V}{T} \text{ (cm}^3\text{/minuto)}$$

S = Área en centímetros cuadrados

V = Volumen en centímetros cúbicos

Q = Caudal en centímetros cúbicos/minuto

T = Tiempo en minutos

Según esto, se pueden sacar las siguientes conclusiones: (1) que la fuerza o par de un actuador es directamente proporcional a la presión e independiente del caudal; (2) que su velocidad depende del caudal que reciba con independencia de la presión.

5.2.2 Parámetros de Diseño del Actuador. Datos de requerimiento del actuador a desarrollar:

- Fuerza efectiva de operación 30 a 35 toneladas.
- Carrera del pistón 8 centímetros.

✓ **Determinar las dimensiones del actuador (diámetro y carrera del pistón).** Aplicando la ecuación de presión. **(Ec. 5.2)**

$$P = \frac{F}{S} \quad \Rightarrow \quad F = P \times S \quad \Rightarrow \quad S = \frac{F}{P}$$

P = presión en Lb/Pulg².

F = fuerza en Lb.

S = superficie en Pulg².

Se supone una presión óptima de operación de **P = 1500 psi**. Dando como resultado.

$$S = 70000 / 1500 = 46,6666 \text{ cm}^2$$

Tomando la **(Ec. 5.3)**. Tenemos.
$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} = 0.7854 \times D^2.$$

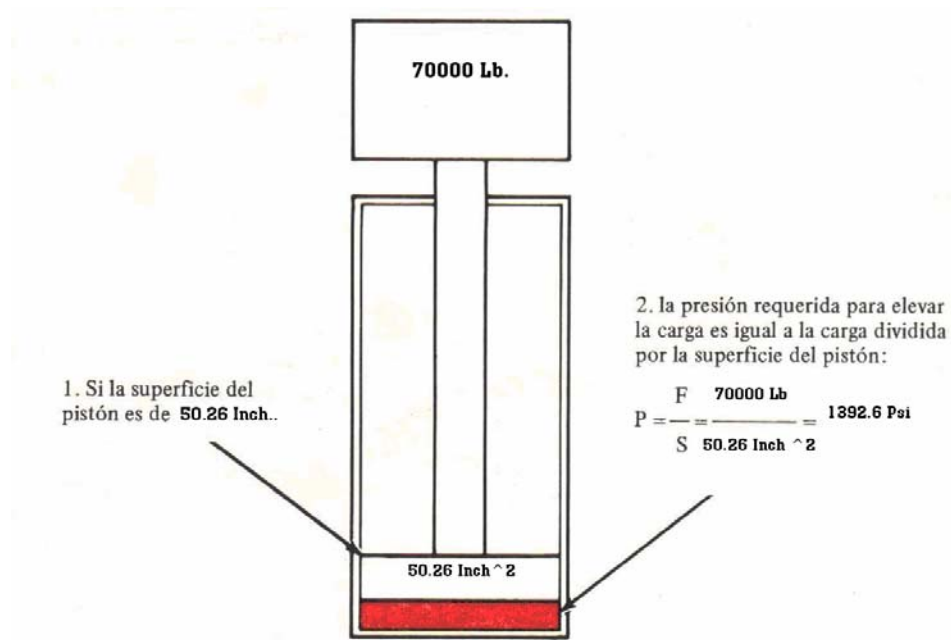
$D = \sqrt[2]{46.67 / 0.7854} = 7.7 \text{ Pulg}^2 \approx \mathbf{8 \text{ Pulg}}$. Por lo tanto el área efectiva es de **S_{grande} = 50.26 Pulg² ≈ 324.26 cm²**

Presión necesaria para máximo rango de operación (35 Ton.)

Según **(Ec. 5.2)** **P = 70000 / 50.27 P = 1392 psi**. Ver Figura 32.

La carrera del pistón debe ser superior al desplazamiento que debe hacer la carga, por lo tanto la carrera debe ser **X > 8 cm. => X=12 cm.**

Figura 32. Selección del Tamaño de un Cilindro



✓ **Determinar la velocidad de un cilindro sabiendo su tamaño y el caudal de la bomba en L/min.** Para determinar el tamaño de la bomba que se requiere conocer el caudal Q por lo tanto despejamos Q, con una velocidad de subida $V = 1 \text{ cm./sg.}$ Aproximada.

$$\text{(Ec. 5.4) Velocidad (m/sg)} = \frac{\text{Caudal (l/min.)}}{6 \times \text{área del pistón (cm}^2)} = \frac{Q}{6 \times S}$$

$$\text{(Ec. 5.5) } Q = 6 \times (V \times S)$$

$Q = 6 \times 1(\text{cm/sg}) \times 324.26 (\text{cm}^2) \times (60 / 1000) = 116.7 \text{ l/min} \approx 30.8 \text{ gpm.}$ Por lo tanto se requiere una bomba de por lo menos **32 gpm.** Eficiencia mecánica de la bomba $\mu_{mb} = 94\%$.

Potencia del motor eléctrico

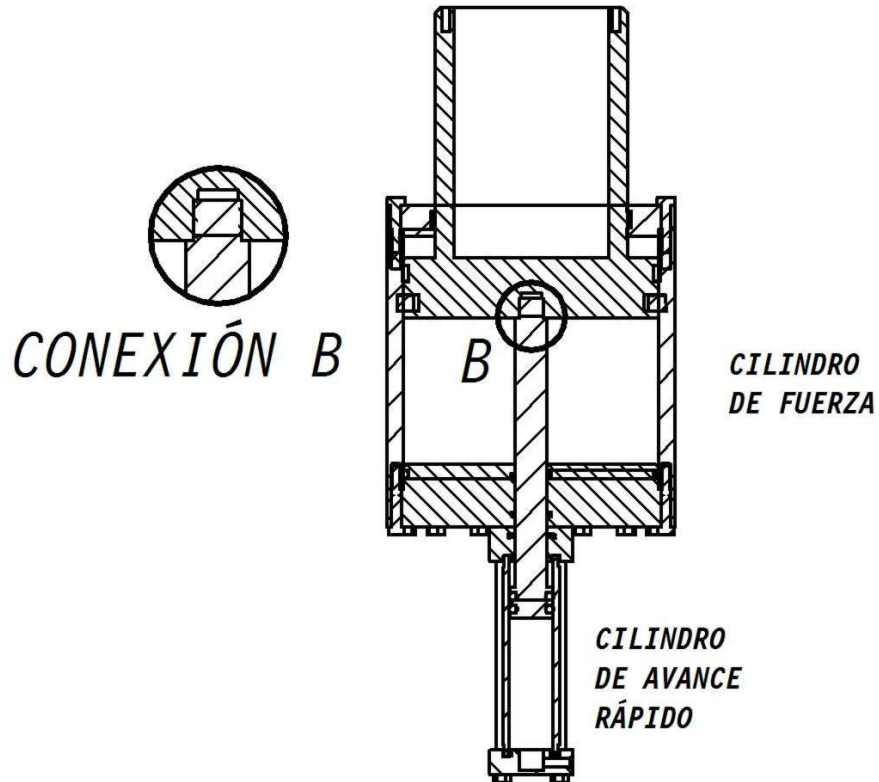
$$Q (\text{gpm}) \times P (\text{psi})$$

► (Ec. 5.6) $\text{Potencia (HP)} = \frac{\text{-----}}{(1714) \times \mu_{mb}} \text{ (HP)}$

Pot = $(32 \times 1392) / (1714 \times 0.94) = 27.6 \text{ Hp}$

El costo y el tamaño de la bomba es muy grande y la potencia del motor eléctrico necesaria es también alta por lo tanto se opto por hacer un actuador compuesto por dos cilindros solidarios, el cual consiste en un cilindro de diámetro menor, el cual nos va a permitir un desplazamiento rápido con poco caudal y por lo tanto poca potencia de operación, solidario a este se encuentra un cilindro de diámetro mucho mayor que nos va a dar la presión requerida para el proceso de repujado.

Figura 33. Vista de Actuador en Corte.



✓ **Calculo de las dimensiones del cilindro de Avance Rápido.** Se consiguió en el mercado un actuador con un diámetro del pistón $D = 1.33$ y se le hicieron los respectivos cálculos. Ver **(Ec. 5.3)** entonces,

$$S = 0.7854 \times 1.33^2 = 1.389 \text{ Pulg}^2 \approx 3.52 \text{ cm}^2$$

$$\text{Ver (Ec. 5.4). Velocidad (m/sg)} = \frac{\text{Caudal (l/min.)}}{6 \times \text{área del pistón (cm}^2)} = \frac{Q}{6 \times S}$$

$Q = 6 \times 1(\text{cm/sg}) \times 2 (\text{cm}^2) \times (60 / 1000) = 1.26 \text{ gpm}$. Se adquirió una bomba de **2.8 gpm**, con Eficiencia mecánica de la bomba $\mu_{mb} = 94\%$ **$Q_{real} = 2.632 \text{ gpm}$** .

$$V = 2.632 (\text{gpm}) / 1.389 (\text{Pulg}^2) \times (231 \times 2.54 / 60) \quad \mathbf{V = 18.5 \text{ cm/sg.}}$$

Por lo tanto el tiempo de ascenso es de. Ver **(Ec. 5.5)**

$$\text{Caudal} = \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}}$$

► **(Ec. 5.7) Volumen = Área del pistón x Carrera**

$$\text{Vol.} = 3.52 (\text{cm}^2) / 12 (\text{cm.}) \quad \mathbf{Vol. = 42.24 \text{ cm}^3.}$$

$$T = \text{Vol.} / Q$$

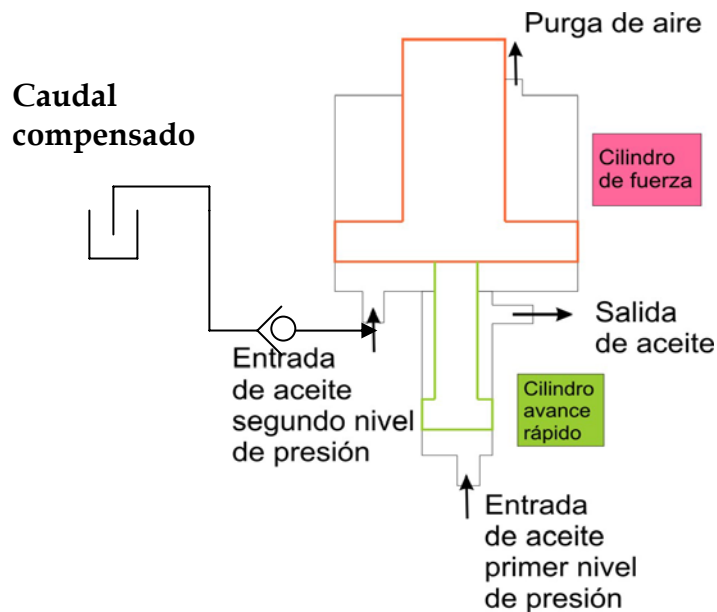
$$T = 42.24 (\text{cm}^3) / 2.632 (\text{gpm}) \times (60 / (3.785 \times 1000)) \quad \mathbf{T = 0.26 \text{ sg.}}$$

El tiempo de subida por el cilindro pequeño es casi inmediato y es lo que se requiere para un máximo rendimiento de producción. Por otro lado mientras el cilindro de Fuerza se llena y alcanza la presión de operación, el material a repujar recibe la Transferencia de Calor (frío o calor) dada por la bandeja que se encuentra en la parte superior.

Para que el llenado del cilindro de fuerza ocurra sin problemas de cavitación debido a la succión que produce su ascenso rápido, es necesario instalar una línea conectada a tanque que llega en derivación al puerto de entrada del

cilindro de fuerza, que lleva incorporada una válvula antiretorno que supe el caudal necesario de aceite mientras la válvula de secuencia permite el paso del caudal de la bomba, la válvula antiretorno impide que la presión de la bomba se caiga por estar la línea conectada a tanque, y permite que durante la aspiración se abra y el caudal llegue.

Figura 34. Esquema Del Actuador Hidráulico



- **Tiempo de llenado del actuador grande.** El volumen de aceite necesario para llenar el actuador grande es igual al volumen del actuador totalmente afuera (V1) menos el volumen del pistón pequeño (V2).

► **(Ec. 5.8) $Vol_{grande} = V1 - V2.$**

$V1 = \text{Área pistón grande} \times \text{Carrera}$. Ver (Ec. 5.3)

$S_{grande} = 0.7854 \times 8^2$ $S_{grande} = 50.26 \text{ Pulg}^2 \approx 324.26 \text{ cm}^2$

$V1 = 324.26 \text{ cm}^2 \times 12 \text{ cm.}$ **$V1 = 3891 \text{ cm}^3.$**

$V_2 = \text{Área vástago pequeño} \times \text{Carrera}$. Ver (Ec. 5.3)

$$S_{\text{pequeño}} = 0.7854 \times 1^2 \quad S_{\text{pequeño}} = \mathbf{0.7854 \text{ Pulg}^2} \approx 5.067 \text{ cm}^2$$

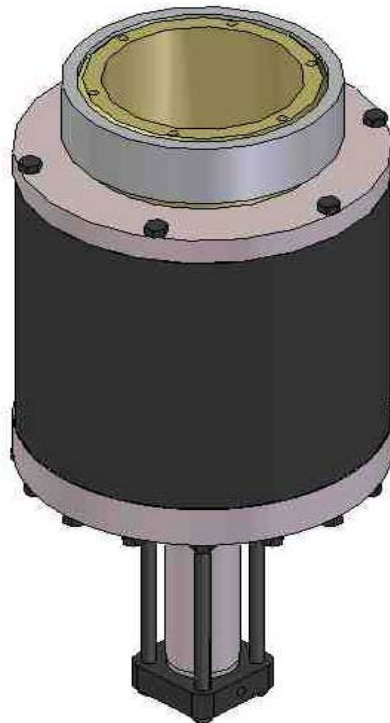
$$V_2 = 5.067 \text{ cm}^2 \times 12 \text{ cm.} \quad \mathbf{V_2 = 60.8 \text{ cm}^3}$$

$$\text{Ver (Ec. 5.8) } Vol_{\text{grande}} = 3891 \text{ cm}^3 - 60.8 \text{ cm}^3 \quad \mathbf{Vol_{\text{grande}} = 3830 \text{ cm}^3}.$$

Ver (Ec. 5.5). $T = Vol / Q$

$$T = 3830 \text{ (cm}^3) / 2.632 \text{ (gpm)} \times (60 / (3.785 \times 1000)) \quad \mathbf{T = 23.1 \text{ sg.}}$$

Figura 35. Isométrica CAD del Actuador Hidráulico.



Potencia del motor eléctrico. Ver (Ec. 5.6)

$$\text{Potencia (HP)} = \frac{Q \text{ (gpm)} \times P \text{ (psi)}}{(1714) \times \mu_{mb}} = \text{HP}$$

Pot = (2.8 x 1392) / (1714 x 0.94) = 2.4 Hp, considerando la eficiencia del motor y las posibles perdidas en el sistema, se adquirió un motor de **3 HP**.

a) Camisa del Cilindro de Fuerza. Para su fabricación se utilizó acero 1010 laminado en frío, con un esfuerzo a la fluencia $\sigma_{adm.} = 44000 \text{ psi}$, un esfuerzo último $\sigma_{ult.} = 55000 \text{ psi}$. Y el espesor de la camisa es de (1/2"). Ver Figura 36. Adicionalmente la cara interior de la camisa se sometió a un proceso de **Rectificado**, procedimiento necesario para un correcto funcionamiento del actuador ya que sin dicho proceso se corre el riesgo de fugas del aceite cuando se somete a alta presión.

La camisa es considerada como un cilindro de pared Gruesa ya que su espesor es mayor a (1/10) del radio, cuando los extremos del cilindro están cerrados, el esfuerzo tangencial sobre las paredes es:

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.9) } \sigma_{t.m\acute{a}x.} = \frac{P_D (r_1^2 + r_2^2)}{(r_1^2 - r_2^2)} = 25588 \text{ psi}$$

Donde:

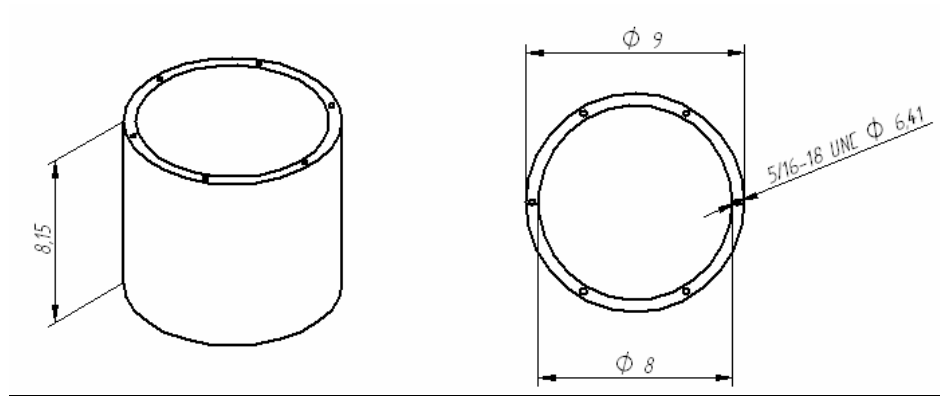
r_1 = radio exterior.

r_2 = radio interior.

P_D = presión de diseño.

El esfuerzo radial σ_r en la superficie interior de la camisa (punto máximo de esfuerzo) es igual a $-P_D$ (-3000 psi). Estos resultados son congruentes con el análisis CAE.

Figura 36. Dimensiones de la Camisa.



- **Análisis CAE de la Camisa.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de la camisa del cilindro de Fuerza estando sometida a una presión $P_D = (3000 \text{ psi})$ debido a que por recomendación de diseño se deben hacer cálculos de (1,5) a (2) veces la presión máxima de operación dando como resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 35377 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 3.69 \times 10^{-3} \text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm.1010}} = 44000 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 35377 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 1.24$. Ver Figuras 37 y 38.

Figura 37. Análisis CAE de Esfuerzos Camisa.

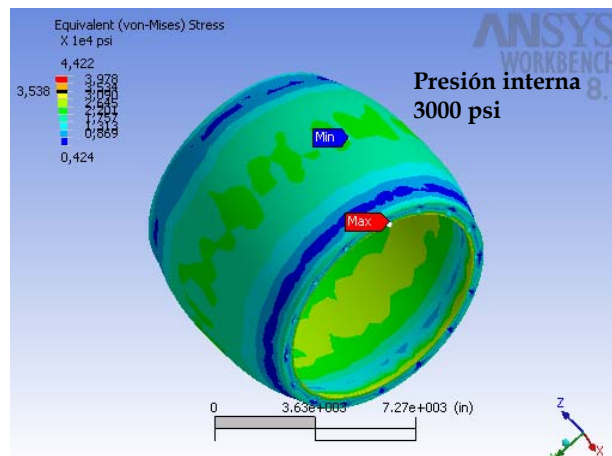
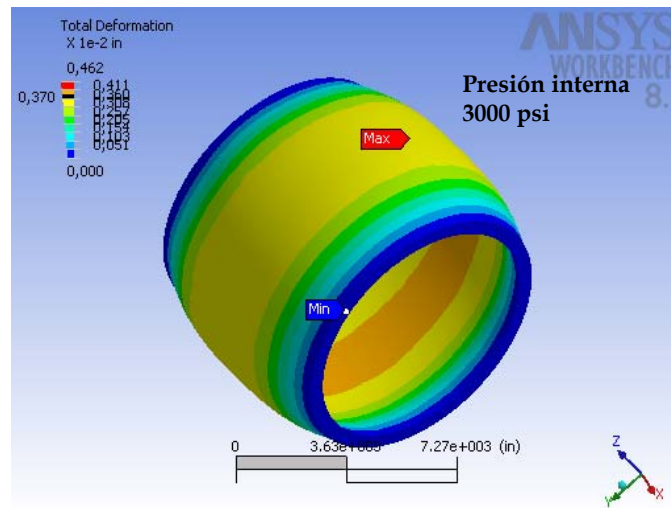


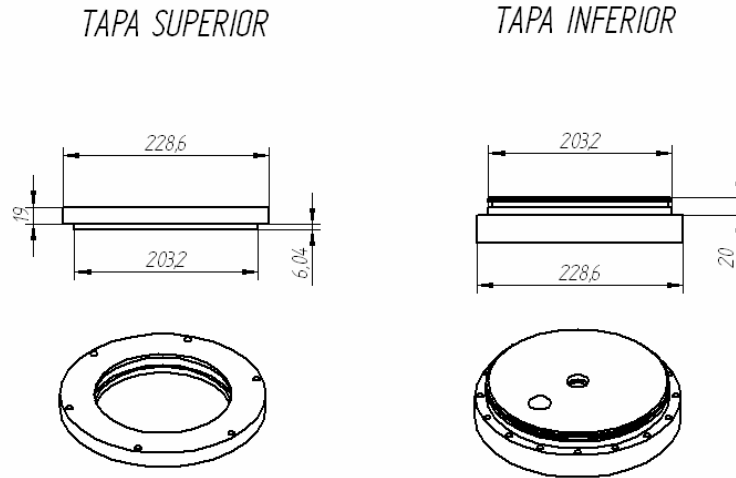
Figura 38. Análisis CAE de Deformaciones Camisa.



b) Tapas Superior e Inferior del cilindro de Fuerza. Dichas tapas se construyeron de acero ASTM. A36 CR. Con un esfuerzo admisible $\sigma_{Adm.A36 CR} = 36259 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); la unión con la camisa se hizo por medio de tornillos **Grado 8**, (6) para la tapa Superior y (16) para la tapa Inferior, las llevan una ranura circular con el propósito de ubicar los sellos y limpiadores. Las dimensiones de las tapas se diseñaron de acuerdo al requerimiento y manteniendo un factor de seguridad alto. Ver Figura 39.

La tapa inferior posee un agujero pasante de (1”), por donde va entrar el pistón del cilindro de avance rápido, además, posee un agujero roscado de (3/4”) por donde se va a inyectar el aceite proveniente de la bomba. Por ultimo, se le hicieron (4) agujeros roscados de (3/8”) en los cuales se va a anclar el cilindro de avance rápido. La longitud de rosca de estos agujeros es de (3/4”) que cumple con el criterio de diseño de (1.5 veces el diámetro), por lo tanto se diseñó la tapa en su parte externa con un espesor de (1”) y en su parte interna con un espesor de (3/4”).

Figura 39. Dimensiones de las Tapas del Cilindro de Fuerza.



- Análisis CAE de la Tapa Inferior.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de las tapas del cilindro de Fuerza estando sometida a una presión $P_D = (3000\text{psi})$ por razones que se mencionaron anteriormente, dando los siguientes resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 1669\text{ psi}$; Deformación Máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 2 \times 10^{-4}\text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm.1010}} = 44000\text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 5500\text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 6.59$. Ver Figuras 40 y 41.

Figura 40. Análisis CAE de Esfuerzos Tapa Inferior.

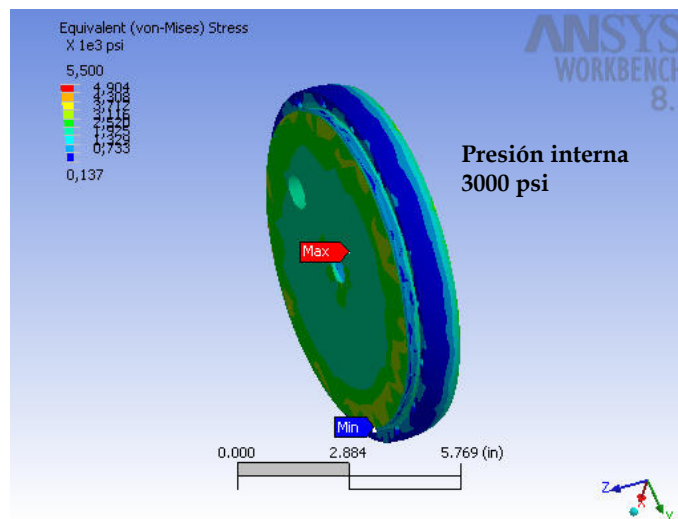
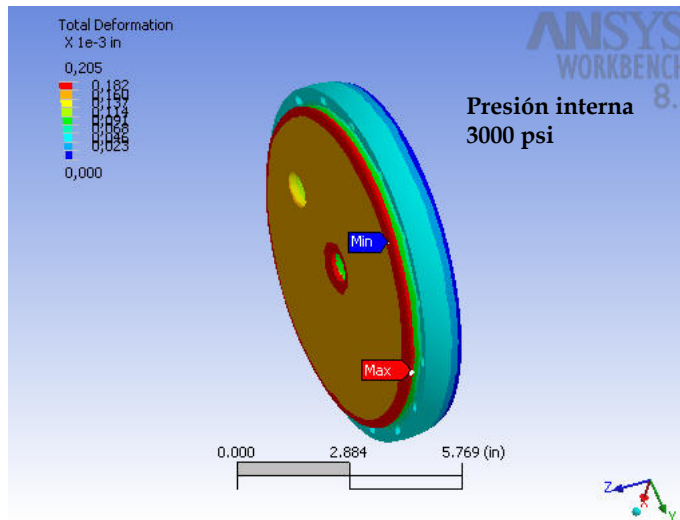


Figura 41. Análisis CAE de Deformaciones Tapa Inferior.

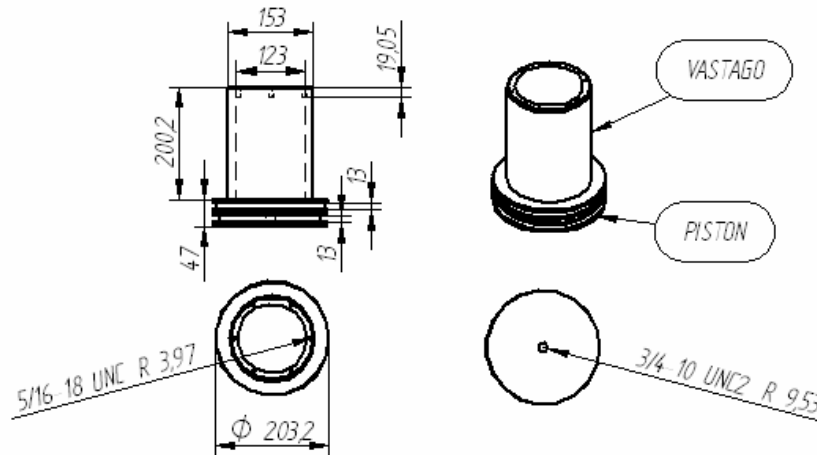


c) Vástago del Cilindro de Fuerza. El vástago de Fuerza trabaja a compresión, soportando una fuerza máxima de (35) toneladas. Consiste en un tubo hecho de acero SAE-AISI 1045 laminado en frío, con un esfuerzo admisible de $\sigma_{Adm.1045} = 45000 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); el tipo de material permite que el diseño en tubo sea una buena elección para evitar que el actuador sea muy pesado, con un diámetro externo de (6”). Ver Figura 42, adicionalmente se hicieron (6) agujeros roscados de (1/4”) y un profundidad de (3/4”) para anclar con la bandeja principal.

d) Pistón del Cilindro de Fuerza. Para la fabricación de este elemento se utilizo un redondo de acero SAE-AISI 1045 laminado en frío, con un esfuerzo admisible de $\sigma_{Adm.1045} = 45000 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); y un diámetro de (8”), en su parte lateral se hicieron unos canales (segmentos del pistón) que permiten alojar sellos (“O” ring y limpiador) para evitar fugas. El pistón se encuentra unido al vástago por medio de un anillo de soldadura tipo MIG. A la camisa se le hizo un tratamiento de cromado para evitar el desgaste. En la cara inferior del pistón, un agujero roscado para que se acople con el

vástago del cilindro de avance rápido. A la unión soldada entre el vástago y el pistón la llamaremos Embolo de Fuerza.

Figura 42. Dimensiones del Embolo de Fuerza.



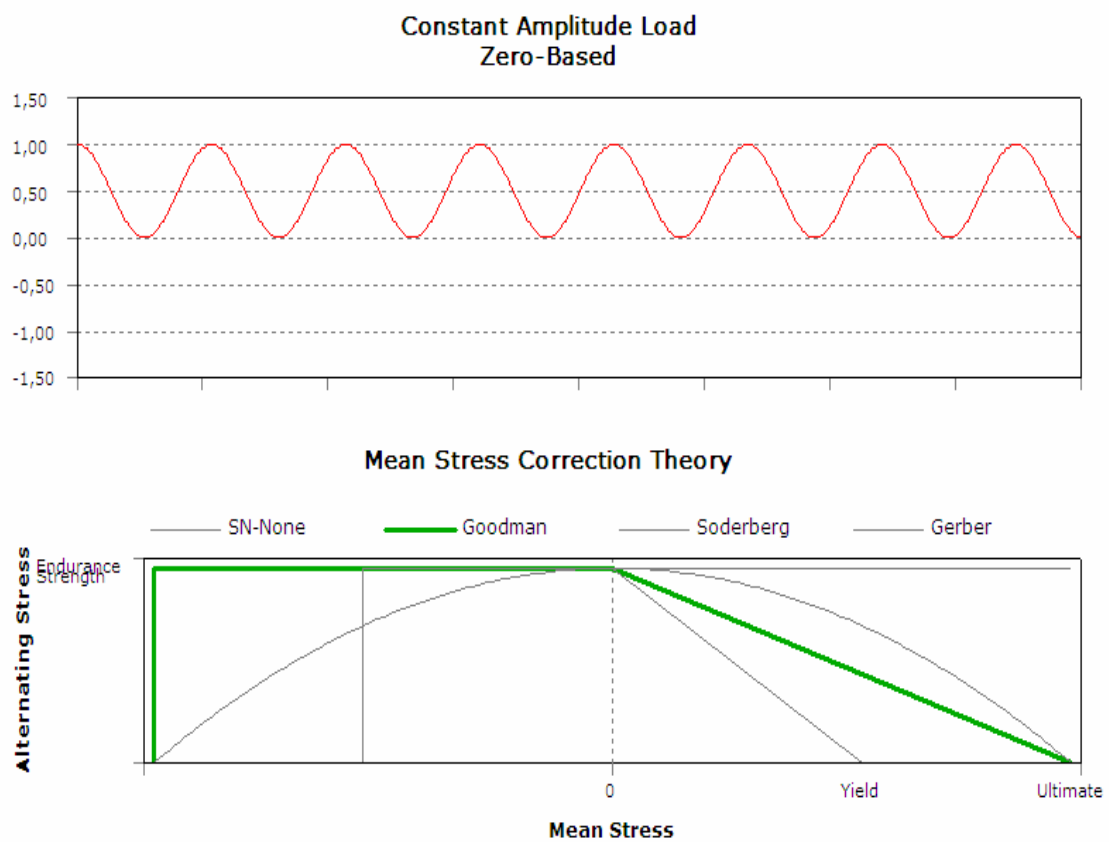
- Análisis CAE del Embolo de Fuerza.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de las tapas del cilindro de Fuerza estando sometida a una presión $P_D = (1500 \text{ psi})$ dando los siguientes resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 12633 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\epsilon_{\text{máx.}} = 2.8 \times 10^{-3} \text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm.1010}} = 44000 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 18029 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 2.4$. Ver Figuras 43 , 44 Y 45.

Para todos los análisis a Fatiga se utilizó el siguiente modelo relacionado en las tablas siguientes, las cuales muestran el análisis específico del émbolo de fuerza:

Tabla Definición						
Nombre	Factor resistencia a fatiga	Tipo	Factor escala	Tipo Análisis	Análisis de esfuerzos	Vida Infinita
"Fatigue Tool"	1.0	Alternante a compresión(zero based)	1.0	SN-Goodman	Equivalente (Von-Mises)	1.0×10^9

Tabla de Resultados						
Nombre	Parte	Tipo	Diseño de vida	Minimum	Maximum	Criterio de alerta
"Life"	"EMBOLO PRINCIPAL"	Life		1,2x10 ⁸	1,5x10 ⁹	None
"Safety Factor"	"EMBOLO PRINCIPAL"	Safety Factor	1.0x10 ⁸	1.2	15.0	None

Figura 43. Criterio de Fatiga



Fuente: ANSYS workbench 8.1

Dando como resultado un factor de seguridad a fatiga $N_{fat} = 1.2$. A 1×10^8 ciclos. Para mayor detalle ver anexo A.

Figura 44. Análisis CAE de Esfuerzos Embolo Fuerza.

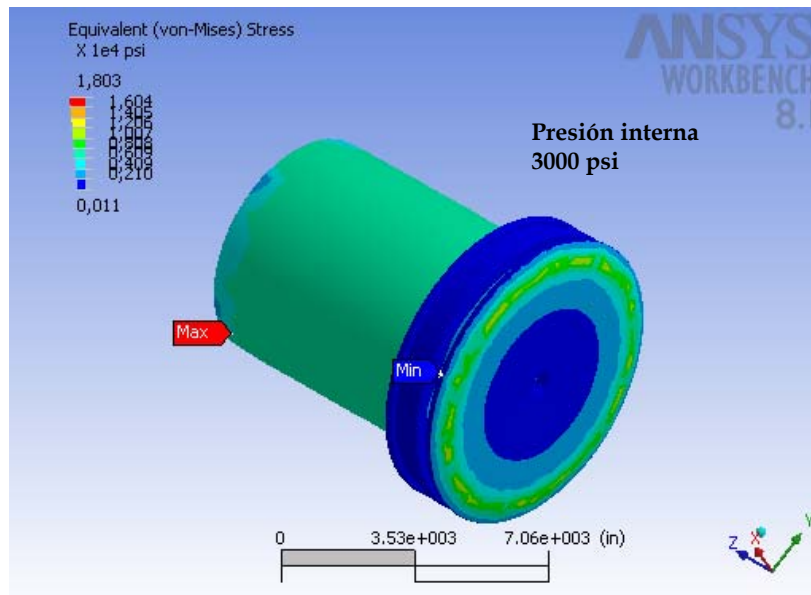
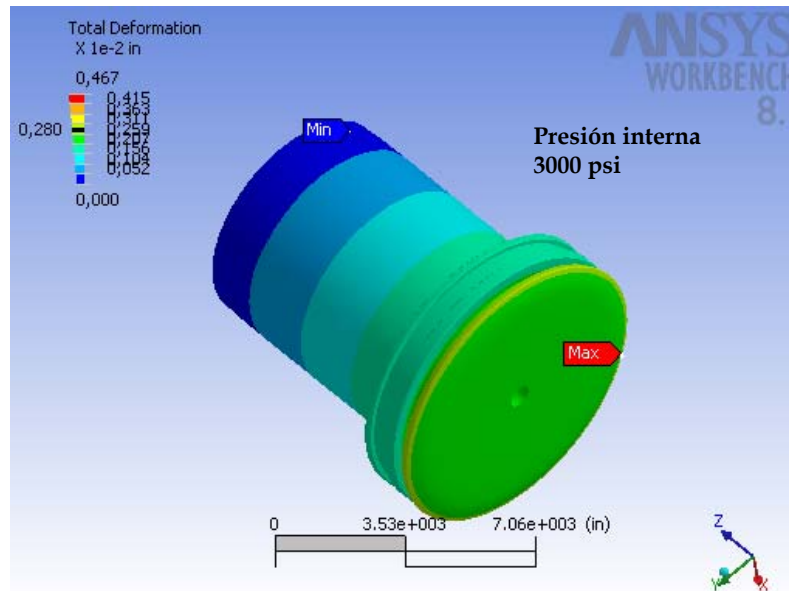


Figura 45. Análisis CAE de Deformaciones Embolo Fuerza.



e) **Camisa del Cilindro de Avance Rápido.** Para su fabricación se utilizó acero 1010 laminado en frío, con un esfuerzo a la fluencia $\sigma_{adm.} = 44000 \text{ psi}$, un esfuerzo último $\sigma_{ult.} = 55000 \text{ psi}$. Y el espesor de la camisa es de (1/4"). Ver Figura 45. Adicionalmente la cara interior de la camisa se sometió a un proceso de **Rectificado**. La camisa es considerada como un cilindro de pared Gruesa ya que su espesor es mayor a (1/10) del radio, cuando los extremos del cilindro están cerrados, el esfuerzo tangencial sobre las paredes calculado por medio de la (Ec. 5.9). Es de $\sigma_{t.m\acute{a}x.} = 9717 \text{ psi}$. Y el esfuerzo radial es $\sigma_{r.m\acute{a}x.} = -3000 \text{ psi}$.

- **Análisis CAE de la Camisa Cilindro de Avance Rápido.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de la camisa del cilindro de Avance Rápido estando sometida a una presión $P_D = (3000 \text{ psi})$, dando como resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{m\acute{a}x.} = 14850 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\epsilon_{m\acute{a}x.} = 2.53 \times 10^{-4} \text{ in}$; $\sigma_{Adm.1010} = 44000 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{equiv.} = 12584 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 2.88$.

Figura 46. Análisis CAE de Esfuerzos Camisa Cilindro de Avance Rápido.

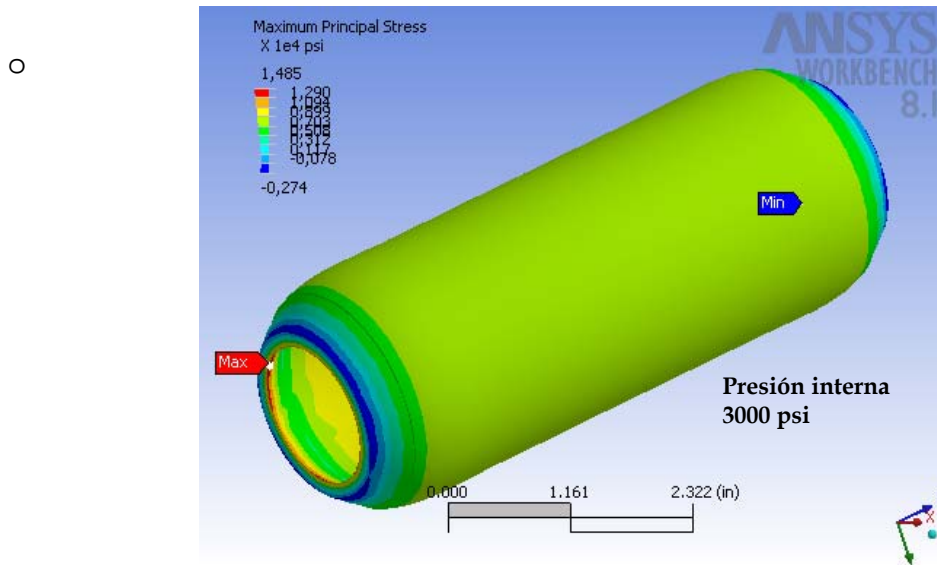
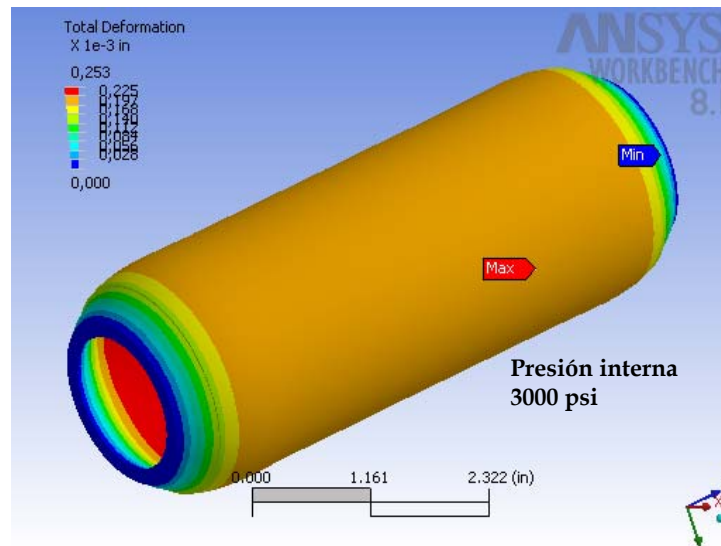
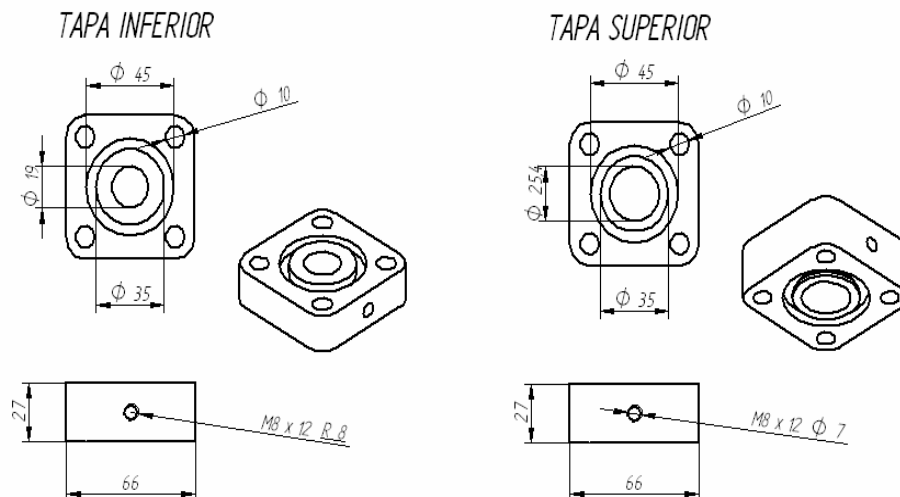


Figura 47. Análisis CAE de Deformaciones Camisa Cilindro de Avance Rápido.



f) **Tapas del Cilindro de Avance Rápido.** Las tapas superior e inferior se conectan entre sí por medio de unos tirantes, como se muestra en la Figura 52. Las tapas llevan una ranura circular interna con el propósito de ubicar los sellos, que van en contacto con los bordes de la carcaza para garantizar la hermeticidad de la junta. Ver Figura 48.

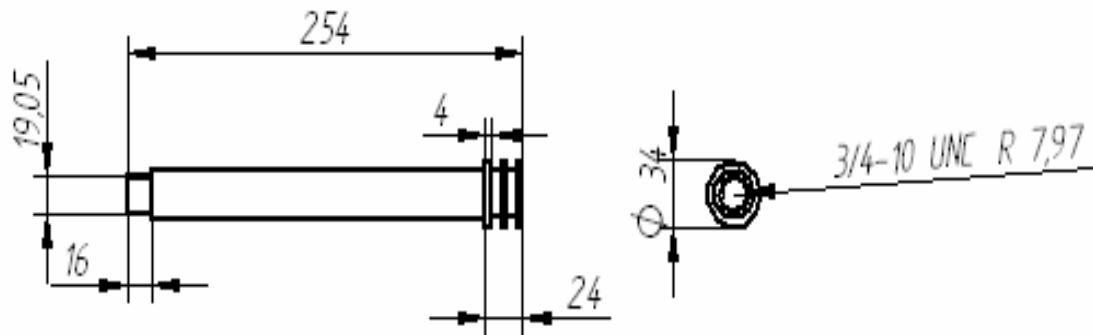
Figura 48. Dimensiones de las Tapas del Cilindro de Avance Rápido.



Las tapas se fabricaron en lámina de acero ASTM. A36 CR. Con un esfuerzo admisible $\sigma_{Adm.A36 CR} = 36259 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); el espesor de la tapa superior e Inferior es de (27 mm), que es mayor a la longitud de la rosca necesaria para fijar los tirantes que es de (1”).

g) Embolo del Cilindro de Avance Rápido. El embolo trabaja a compresión, soportando una presión máxima de (500 psi). Fabricado en acero AISI 4140 calibrado, con un esfuerzo admisible de $\sigma_{Adm.4340} = 120000 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); y un diámetro de (1.33”), en su parte lateral del pistón se hicieron unos canales (segmentos del pistón) que permiten alojar sellos (“O” ring y limpiador) para evitar fugas. Al pistón se le hizo un tratamiento de cromado para evitar el desgaste. Ver Figura 49.

Figura 49. Dimensiones del embolo del Cilindro de Avance Rápido.



- **Análisis CAE del Embolo del Cilindro de Avance Rápido.** El análisis nos muestra el comportamiento físico del embolo del cilindro de Avance Rápido estando sometida a una presión $P_D = (2500 \text{ psi})$, dando como resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{m\acute{a}x.} = 7718 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\epsilon_{m\acute{a}x.} = 1.14 \times 10^{-3} \text{ in}$; $\sigma_{Adm.4340} = 120000 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente

$\sigma_{equiv.} = 11390 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 10.53$. Ver Figuras 50 y 51.

Figura 50. Análisis CAE de Esfuerzos Embolo, Cilindro de Avance Rápido.

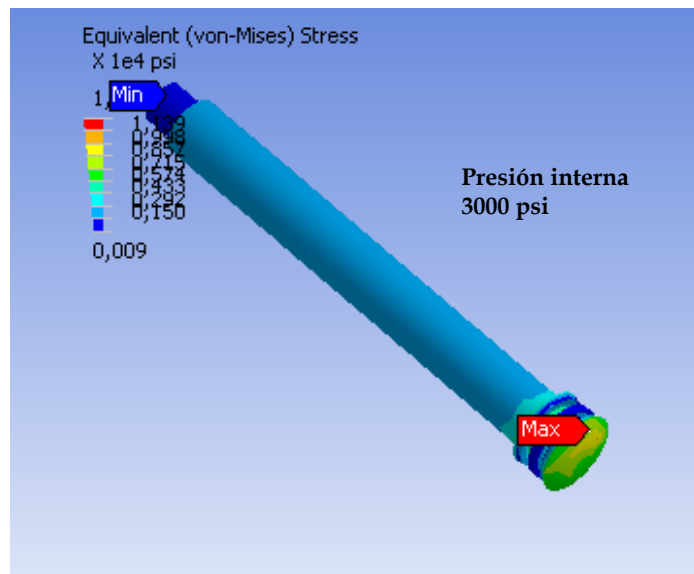
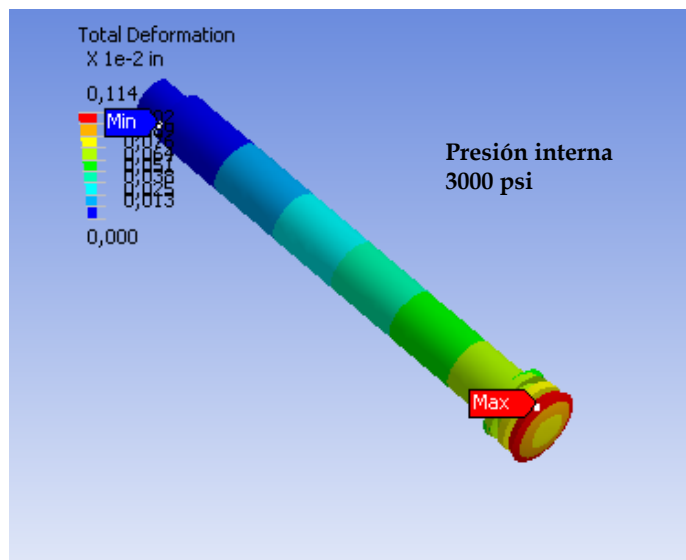


Figura 51. Análisis CAE de Deformaciones Embolo, Cilindro de Avance Rápido.



h) Sellos. En el cilindro de fuerza se utilizó un bipaking y un limpiador alojados en el émbolo de fuerza, también se utilizaron “ O rings” ubicados entre el pistón y la camisa del cilindro de avance rápido; entre la tapa superior y el vástago se utilizó un limpiador fabricado en bakelita cuya función es limpiar el vástago y evitar el contacto metal-metal; también se utilizaron dos “ O rings” en el orificio de la tapa inferior del cilindro de Fuerza por donde se deslizará el vástago del cilindro de Avance Rápido; las dos tapas de los cilindro de Avance Rápido y la tapa inferior del cilindro de Fuerza poseen sus sendos “O rings”. Los sellos se dejaron sobresalir 1/64” por recomendaciones del fabricante. Ver figura 52.

Figura 52. Sellos Utilizados en el Actuador.



i) Tolerancias. Las tolerancias se tomaron del libro “Mandos Hidráulicos en Máquinas Herramientas” de V. Pomper, Cáp. VI, Pág. 80.

La tolerancia de ovalización para diámetros menores de (250 mm) es de (0.04mm) como máxima para la camisa (internamente) y (0,02mm) como máximo para el pistón.

La tolerancia entre camisa y pistón para diámetros entre (200 y 250mm) es de 0.1mm máximo.

5.2.2 Tirantes. La función de estos tirantes (tornillos) es la de sostener el actuador ya que dichos tornillos son la conexión entre la brida de soporte del actuador y la Bancada Inferior. Ver Figura 53, por lo tanto, se seleccionaron (8) **tornillos grado 8** de (5/8”), (Ver Anexo A) los tornillos van a soportar una carga máxima de (70000 Lb). Los tirantes soportan carga a tracción, para determinar el diámetro de los tornillos se desarrollara la siguiente ecuación.

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.10) } \quad d = (4 \times F_{\text{MAX}} \times N / (\pi \times n \times S_y))^{1/2}$$

$d = (4 \times 70000 \times 3 / (\pi \times 8 \times 120000))^{1/2} \quad d = 0.52" \approx (1/2")$ por seguridad se seleccionaron tornillos del siguiente diámetro comercial (5/8”).

Donde:

F_{MAX} = Fuerza máxima 70000 Lbs.

N = Factor de Seguridad (3).

n = Numero de tirantes (8).

S_y = Esfuerzo a la Fluencia (120000 psi).

• **Análisis CAE de los Tirantes.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de un tirante estando sometido a una fuerza **F = 5000 Lb**, (para fatiga

se toma un promedio de la carga de trabajo aproximada de 40000 lbf) dando los siguientes resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 15430 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 3.41 \times 10^{-3} \text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm. Grado 8}} = 130000 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 16070 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad **N = 8.09**. Fatiga **N_{fat} = 1.9**. A **1 x 10⁸ ciclos**. Ver Figuras 53 y 54.

Figura 53. Análisis CAE de Esfuerzos Tirantes.

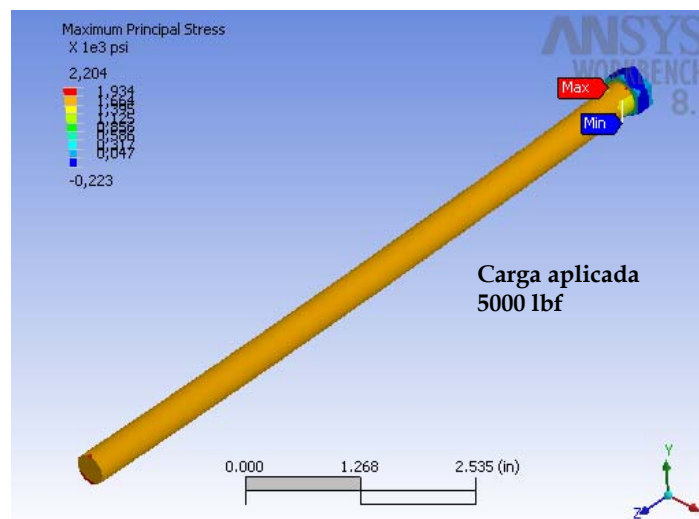
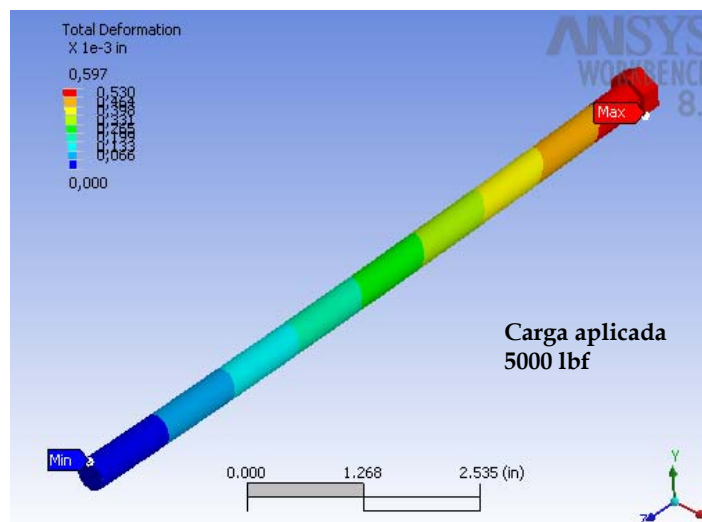


Figura 54. Análisis CAE de Deformaciones Tirantes.



5.2.3 Brida del Actuador. Este elemento consiste en una lámina de acero HR, con un espesor de (1") Con un agujero centrado (4") de diámetro, por donde se va a ubicar el Cilindro de Avance Rápido, (8) agujeros pasantes (16 mm), donde se van a anclar los tirantes por medio de sus respectivas tuercas y (16) agujeros de por cuestiones de diseño a la lamina se le hicieron unos refuerzos en la cara inferior para brindarle una mayor rigidez a la brida. Ver Figura 55.

Figura 55. Foto Tirantes y Brida del Actuador.



○ **Análisis CAE Brida del Actuador.** El análisis nos muestra el comportamiento físico de la Brida del Actuador estando sometida a una carga

máxima de operación de (70000 Lb), dando como resultados. Esfuerzo máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 63671 \text{ Psi}$; Deformación máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 1.97 \times 10^{-2} \text{ in}$; Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 18712 \text{ Psi}$; $\sigma_{\text{Adm.HR}} = 36259 \text{ Psi}$. (Ver Anexo A); (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N = 1.94$. Ver Figuras 56 y 57.

Figura 56. Análisis CAE de Esfuerzos Brida Del Actuador.

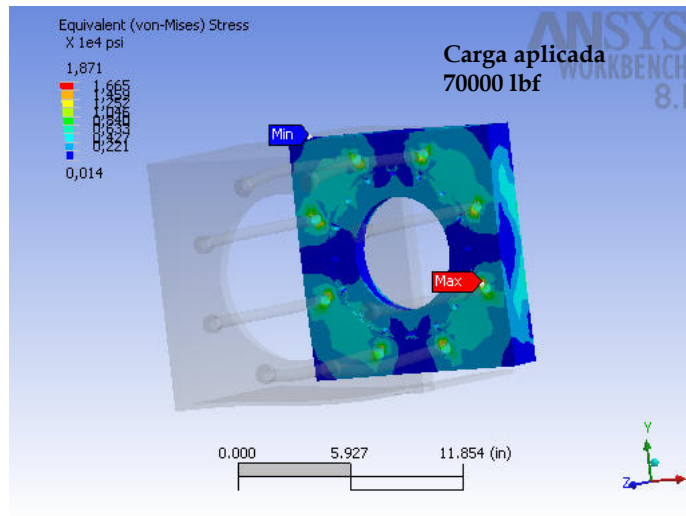
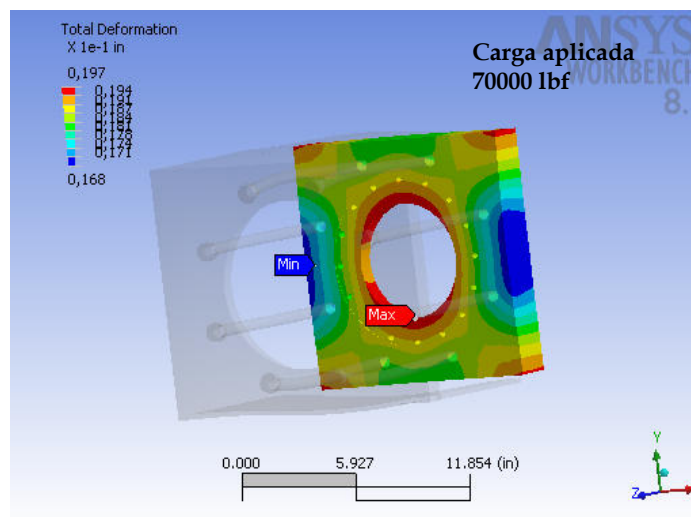


Figura 57. Análisis CAE de Deformaciones Brida del Actuador.



5.2.4 Depósito de Aceite³. los sistemas hidráulicos industriales ofrecen una gran flexibilidad en el diseño del depósito.

El depósito se diseña para que el mantenimiento del fluido sea fácil. El fondo del tanque está inclinado y tiene un tapón de drenaje en su punto más bajo para que el tanque pueda ser completamente vaciado.

a) Placa desviadora. Una placa desviadora se extiende a lo largo del centro del tanque. Tiene generalmente $2/3$ de la altura del nivel de aceite y se usa para separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno, de forma que el mismo fluido no pueda recircular continuamente, sino que realice un circuito determinado por el tanque. De esta forma la placa desviadora: 1) Impide que se origine una turbulencia en el tanque. 2) Permite que las materias extrañas se sedimenten en el fondo. 3) Ayuda a separar el aire del fluido. Ayuda a disipar el calor a través de las paredes del tanque.

b) Tuberías. La mayoría de las líneas que van al depósito deben terminar bajo el nivel de aceite. Las conexiones de estas líneas a la tapa del tanque se hacen generalmente con bridas y juntas de cierre. Este montaje impide la entrada de suciedad y facilita el desmontaje de los filtros de aspiración para su limpieza. Tanto las líneas de aspiración como las de retorno deben estar bastante más abajo del nivel del fluido.

c) Tamaño del depósito. Es siempre deseable un tanque grande para facilitar el enfriamiento y la separación de los contaminantes. Como mínimo, el tanque debe contener todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto para que no haya un efecto de torbellino en la línea de aspiración de la bomba. Si esto ocurre, entrará aire en el sistema. En los equipos industriales se acostumbra a emplear un depósito cuya

³ Tomado del manual de oleohidráulica industrial.

capacidad sea por lo menos dos o tres veces la capacidad de la bomba en litros por minuto.

- **(Ec. 5.11)** Tamaño del tanque (litros) = caudal de la bomba (litros / mín.)
x (2 ó 3).

El tanque se encuentra ubicado en la parte superior de la máquina se fabrico con láminas de acero HR. De (6 mm) de espesor, en el fondo de el deposito se hicieron unos agujeros para conectar la línea de aspiración y de descarga, además de, un agujero para permitir el drenaje del aceite. Las dimensiones del tanque son: (280 x 390 x 250 mm) dando un volumen de $V = 27000 \text{ ml.} \approx$ **27 Lts.** Y el caudal de la Bomba es $2.8 \text{ gpm} \approx 10.6 \text{ L /min.}$ Por lo tanto el tamaño esta dentro de los parámetros que recomiendan los libros.

Figura 58. Foto del Depósito de Aceite.



La disipación del calor se hace por convección natural por medio de las paredes laterales. Adicionalmente se adaptaron unas láminas laterales llamados **baffles** con el fin de evitar turbulencia aumentar el área de disipación de calor y permitir una mayor circulación del aceite desde la línea de aspiración a la de retorno.

La capacidad del deposito es de 27 litros, suficiente para que la bomba recircule la totalidad del aceite en 2.5 minutos.

5.2.5 Válvula Direccional. El desplazamiento hacia arriba y hacia abajo del cilindro sería controlado mediante una válvula direccional. Si la carga debe detenerse en puntos intermedios de su trayecto, la válvula direccional deberá tener una posición neutral en la cual el caudal de aceite del lado inferior del pistón quede bloqueado, para soportar el peso sobre el cilindro. Ver Figura 64. la característica de la válvula es para ser montada en una subplaca llamada "placa base con válvula limitadora (válvula de seguridad) con referencia **5RLM02P2D-03**. cuyas características se encuentran en el Anexo C

La válvula Direccional que se selecciono fue una válvula tipo **SWH - G02 - C6 - A220 - 20 - --** con las siguientes características. Ver Anexo C.

SWH = Válvula direccional operada por solenoide de alta presión y fluido.

G = Montaje en subplaca.

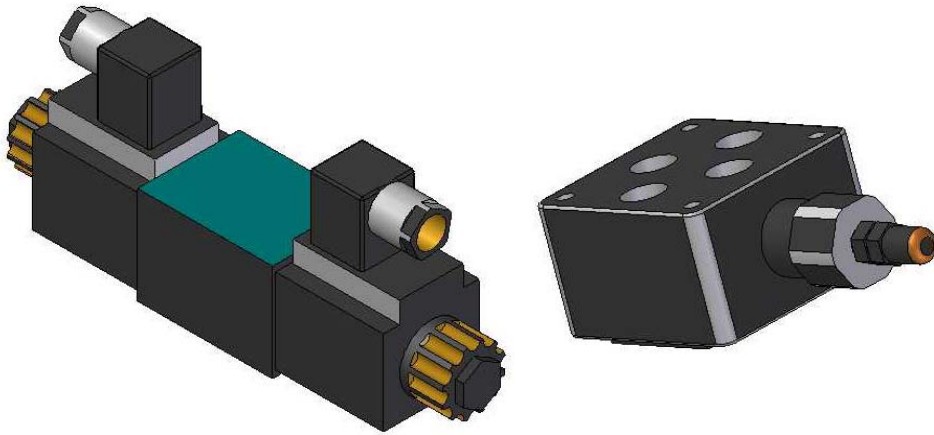
02 = Tamaño nominal: ¼".

C6 = Clase de carretel.

A220 = Identificación de Bobina 220 V, 60 Hz.

20 = Clase **Hirschmann** con indicador de luz.

Figura 59. Válvula Direccional y Subplaca.



Las características generales y específicas de la válvula direccional están especificadas por el fabricante en el Anexo C.

5.2.6 Válvula De Secuencia. Esta válvula tipo **PS10 - 30A - 3P - N - 21 / M24** con piloto interno y drenaje interno de $\frac{3}{4}$ SQ, marca HIDRAFORCE, posee las siguientes características. Ver Anexo D.

PS10 – 30 = Indica el tipo de válvula y su capacidad.

A = Opción de ajuste ($\frac{1}{4}$ in Hex Allen Head).

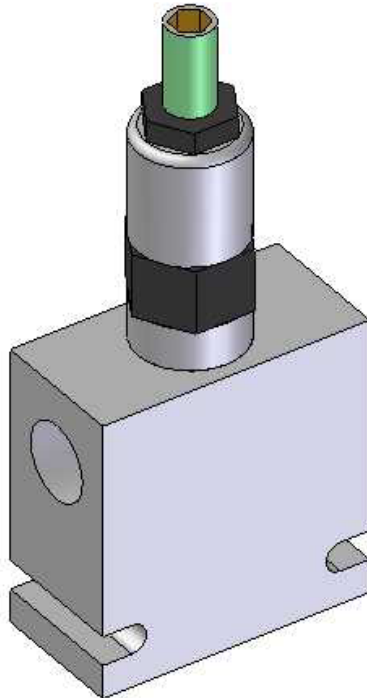
3P = Puerto (3/8 in. NPTF).

N = Sellos Buna N (estándar).

21 = Rango de desarrollo (210 a 2100 psi).

M24 = ubicación en bar. (25 bar.).

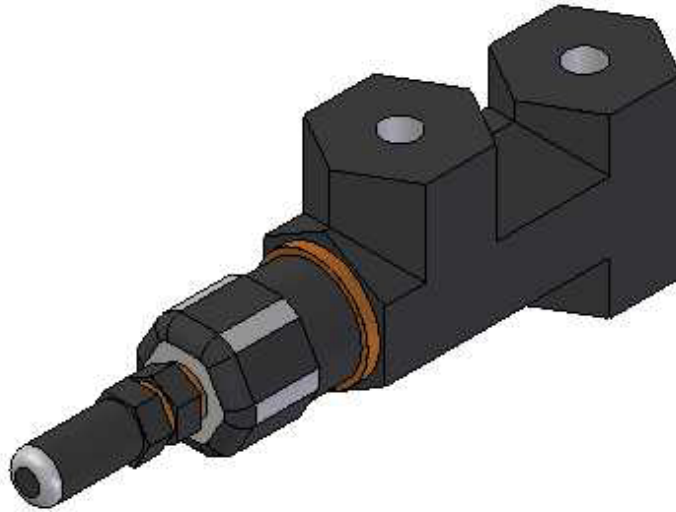
Figura 60. Válvula de Secuencia.



La función de esta válvula, consiste en enviar aceite al cilindro de Avance Rápido, cuando se llene y la presión aumente a una presión determinada (200 psi), el aceite se desvía hacia el cilindro de Fuerza y alcance la presión de requerimiento. Ver Figura 60.

5.2.7 Válvula Limitadora de Presión. Es una válvula tipo **SGRD 03** como su nombre lo indica esta válvula sirve para regular la presión de operación, Ver Figura 61. Sus características de funcionamiento son de un caudal hasta (40 Lt / min) y una presión máxima de (3700 psi). Ver anexo E. Para impedir la sobrecarga del motor eléctrico y para proteger la bomba y otros componentes contra una presión excesiva, debida a sobrecargas o bloqueo, se monta una válvula de seguridad para limitar la presión máxima del sistema en la línea, entre la salida de la bomba y la entrada de la válvula direccional.

Figura 61. Válvula Limitadora de Presión.



5.2.8 Bomba Hidráulica. La velocidad a la cual debe desplazarse la carga determina el tamaño de la bomba. Según requerimientos del diseño El tipo de Bomba que se selecciono es una tipo **1L9DE10R 0527P**, Se adquirió una bomba de engranajes de **2.8 gpm** \approx (10.5 lt / min), con Eficiencia mecánica de la bomba $\mu_{mb} = 94\%$; Ver Anexo F. $Q_{real} = 2.632$ gpm. Por los diferentes criterios de selección esta es la más recomendable. Con los siguientes datos técnicos. Presión máxima en continuo = 275 (bar.) \approx 3990 (psi) y Presión máxima en intervalos (5 seg.) = 300 (bar.) \approx 4350 (psi).

1 = Tipo, sin polea.

L = Modelo, simple.

9 = Caudal de la Bomba a 1500 RPM. (9Lts / min.).

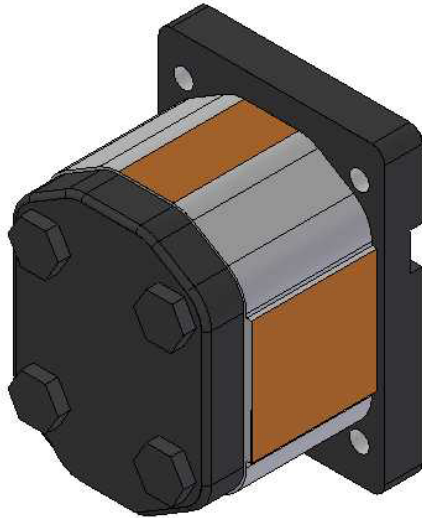
D = Sentido de giro, derecha.

E = Forma eje motriz.

10 = Tipo de tapas.

R = Formas conexión tomas.

Figura 62. Bomba Hidráulica de Engranajes.



5.2.9 Motor Eléctrico. La potencia necesaria para accionar la bomba depende de su caudal y de la presión a la cual funciona. La fórmula siguiente determina el tamaño del motor eléctrico requerido, suponiendo un rendimiento medio del 80 %.

Potencia del motor eléctrico. Ver (Ec. 5.6)

$$\text{Potencia (HP)} = \frac{Q \text{ (gpm)} \times P \text{ (psi)}}{(1714) \times \mu_{mb}} = \text{HP}$$

Pot = (2.8 x 1392) / (1714 x 0.94) = 2.4 Hp, considerando la eficiencia del motor y las posibles pérdidas en el sistema, se adquirió un motor de **3 HP**.

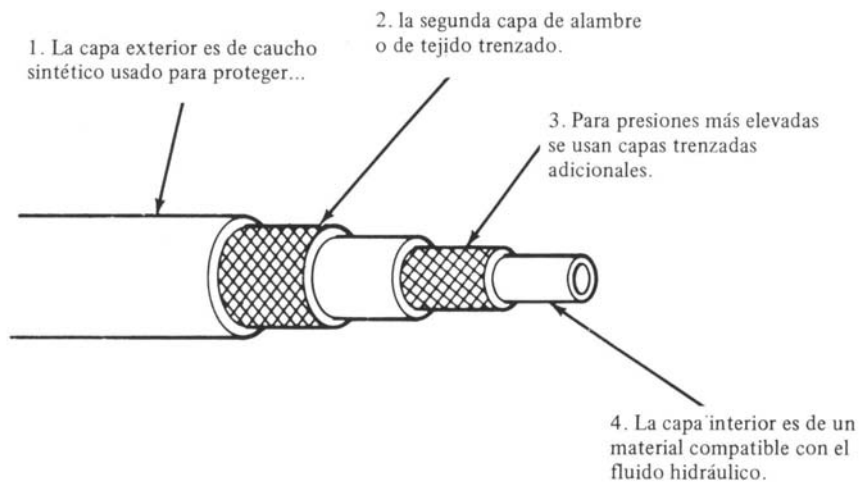
Las características del motor eléctrico son las siguientes. **Serial # GW13654 020810197. 3HP – CV4P90L – 220/440V60HZ.**

- Amperaje del Motor = 8.7 A. a 220 V
- Grado de protección = IP55.
- Alimentación = Trifásica.

- Aplicación = Aplicación general.
- Material = Hierro.

5.2.10 Tuberías Hidráulicas⁴. Tuberías es un término general que engloba las diferentes clases de líneas de conducción que transportan el fluido hidráulico entre los componentes así como las conexiones utilizadas entre los conductores. Los sistemas hidráulicos utilizan principalmente, hoy en día, tres tipos de líneas de conducción: tubos gas, tubos milimétricos y *mangueras flexibles*. Actualmente los tubos gas son los menos costosos de los tres, mientras que los tubos milimétricos y las mangueras flexibles son más convenientes para hacer conexiones y para el mantenimiento de las instalaciones. En el futuro aparecerá probablemente la tubería de plástico que se está usando gradualmente en ciertas aplicaciones.

Figura 63. Manguera Flexible formada por Capas.



La capa interna de la manguera debe ser compatible con el fluido utilizado. La capa externa es generalmente de caucho para proteger el trenzado. La

⁴ Tomado del libro fundamentos y componentes de hidráulica.

manguera debe tener, como mínimo, tres capas, siendo una de ellas el trenzado, o puede tener múltiples capas según la presión de funcionamiento.

a) Selección de Tuberías Hidráulicas. Las más recomendables para el diseño de la máquina son las mangueras flexibles de alta presión por su fácil instalación y mantenimiento.

La velocidad a que circula el fluido hidráulico a través de las líneas es una consideración de diseño importante, debido al efecto de la velocidad sobre el rozamiento. Generalmente las velocidades recomendadas son.

- Línea de aspiración de la bomba: de (0.6 a 1.2 m/sg).
- Línea de trabajo: de (2 a 5 m/sg).

Para determinar el diámetro interno de las tuberías Se dispone de la siguiente fórmula. Si se conocen el caudal en L/min y la velocidad deseada, o mediante una tabla monográfica que permite hacer estos cálculos colocando una regla sobre unas escalas graduadas. Ver Anexo G.

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.12) Superficie (cm}^2\text{)} = \frac{\text{Caudal (L/min)}}{6 \times \text{velocidad (metro/seg)}}$$

Para altas presiones se recomienda un factor de 4 a 1. El resultado de dichos cálculos fue:

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.13) Factor de seguridad (FS) = } \frac{\text{Presión de ruptura (PR)}}{\text{Presión de funcionamiento (PF)}}$$

- **Mangueras de succión.** Según el monograma, para un caudal de (2.8 gpm) \approx 10 L/min. Y una velocidad recomendada de (1.2 m/sg) se determinó una área $S = 1.27 \text{ cm}^2$. <Mínima>.

Esta área corresponde a un diámetro interno de (1/2") como mínimo. Por lo tanto se seleccionó tubería comercial de acero tipo **(TRACTOR / 2T) SAE 100R2AT DIN 853/2SN** con las siguientes especificaciones. Ver Anexo G.

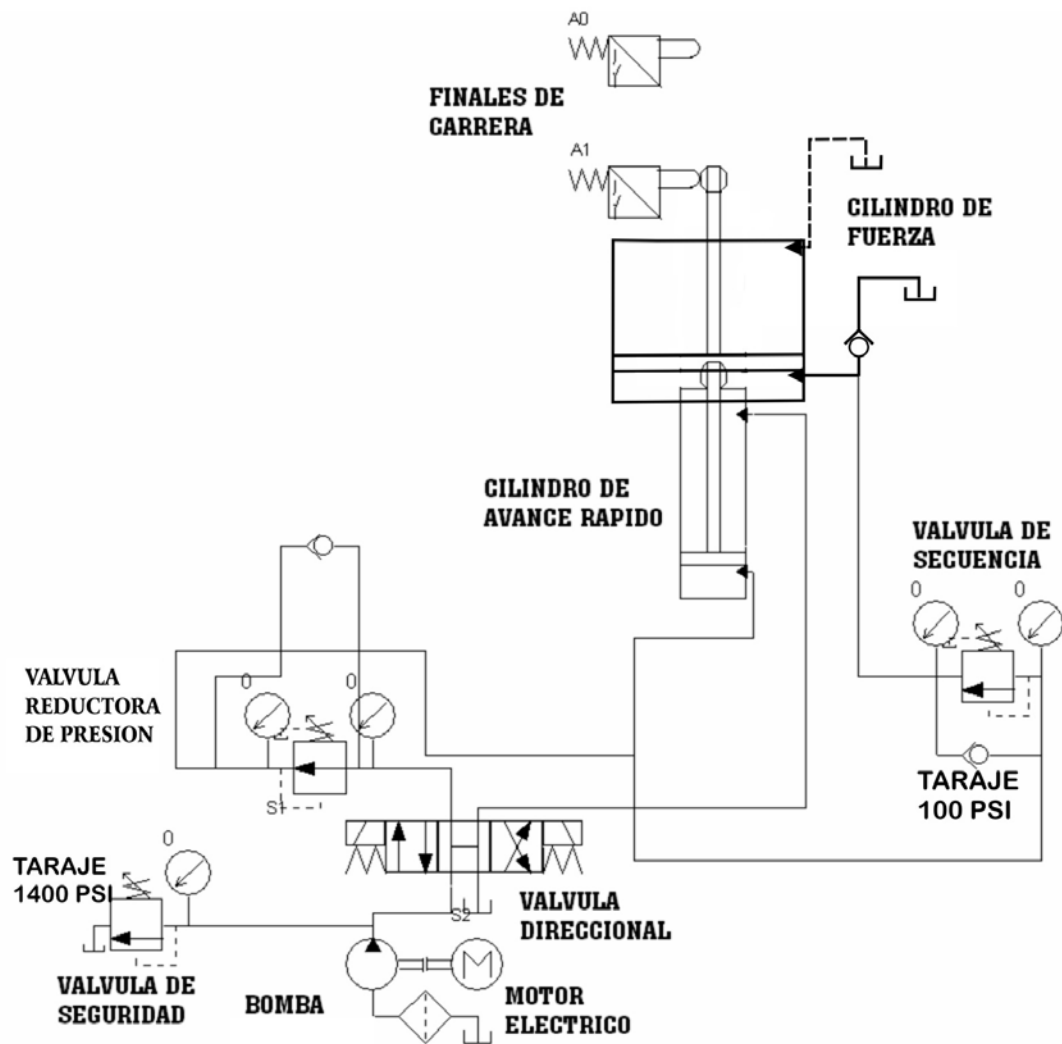
- Presión máxima de trabajo = (3625 psi)
- Diámetro Nominal = (16 mm).
- Diámetro Interior = (5/8")
- Rangos de Temperatura = (-40°C + 100°C)
- Temperatura máxima de operación = (+125°C.)

- **Mangueras de Presión.** Utilizando el nomograma para una velocidad recomendada de (5.0 m/sg), con un caudal de (2.8 gpm) \approx 10 L/min. se determinó una área $S = 0.31 \text{ cm}^2$. <Mínima>.

Esta área corresponde a un diámetro interno de (1/4") como mínimo. Por lo tanto se seleccionó tubería comercial de acero tipo **(TRACTOR / 2T) SAE 100R2AT DIN EN 853/2SN** con las siguientes especificaciones.

- Presión máxima de trabajo = (4785 psi)
- Diámetro Nominal = (10 mm)
- Diámetro Interior = (3/8")
- Rangos de Temperatura = (-40°C + 100°C)
- Temperatura máxima de operación = (+125°C.)

Figura 64. Diagrama del Sistema Hidráulico.



5.2.11 Aceite. La selección y el cuidado que se tenga con el fluido hidráulico de una máquina tienen un efecto importante sobre su funcionamiento y sobre la duración de sus componentes hidráulicos. El fluido tiene 4 objetivos principales: transmitir potencia, lubricar las piezas móviles, minimizar las fugas y enfriar o disipar el calor.

a) Transmisión de potencia. Como medio transmisor de potencia, el fluido debe poder circular fácilmente por las líneas y orificios de los elementos. El fluido también debe ser lo más incompresible posible de forma que cuando se ponga en marcha una bomba o cuando se actúe una válvula la acción sea instantánea.

b) Lubricación. En la mayoría de los elementos hidráulicos, la lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de las bombas y otras piezas desgastables se deslizan unos contra otros sobre una película de fluido. Para que la duración de los componentes sea larga, el aceite debe contener los aditivos necesarios para asegurar buenas características antidesgaste. Son llamados "aceites hidráulicos tipo antidesgaste".

c) Estanqueidad. En muchos casos, el fluido es el único cierre contra la presión dentro de un componente hidráulico. El ajuste mecánico y la viscosidad del aceite determinan el porcentaje de las fugas.

d) Enfriamiento. La circulación del aceite a través de las líneas y alrededor de las paredes del depósito disipa parte del calor generado en el sistema.

Tomando en cuenta estos parámetros y por recomendaciones del fabricante de equipos oleohidráulicos, se selecciono un aceite de (250 ssu) \approx <53 csk> a (66°C), equivalente a un aceite de referencia **SAE 30 ó ISO 68**.

5.2.12 Filtro. Por recomendaciones del fabricante de la bomba y la válvula direccional, junto con la ayuda de libros y manuales, un filtro menor o igual a (25 micrones), es el más óptimo para este sistema. Por lo tanto se selecciono un filtro **GX203 HV TRE X** con las siguientes características.

- Capacidad de filtrado = (25 micrones)
- Rango de filtrado = (0 a 10 galones)
- Caída de presión = (1 psi)
- Área de filtrado = (50 in²)

5.2.13 Acople. Es el elemento encargado de transmitir la potencia del motor eléctrico a la bomba hidráulica la selección se hizo por medio de la ecuación 5.15 dando como resultado $F_t = 1.45$; $Pot_{Efec} = 4.35$

- ▶ **(Ec. 5.14)** $Pot_{Efec} = Pot_{Nom} \times F_t$
- ▶ **(Ec. 5.15)** $F_t = F_m + F_o$;

Donde

F_t = Factor de trabajo (0.25).

F_m = Factor de máquina (1.2).

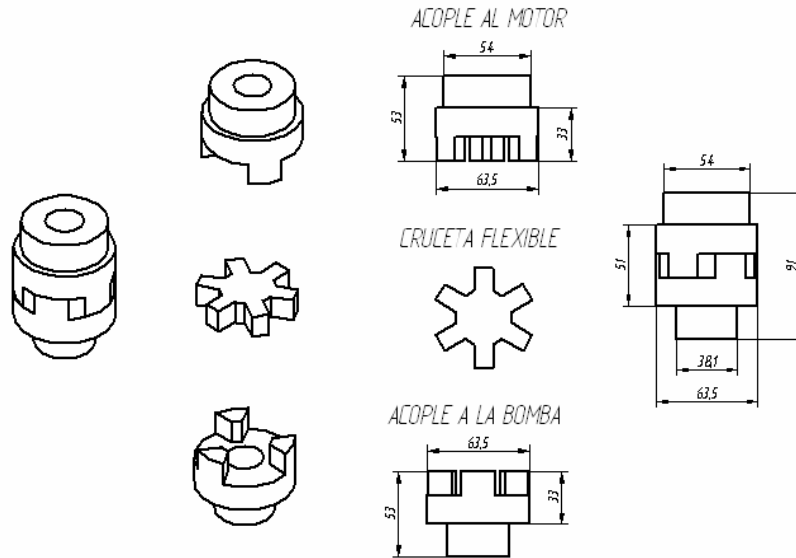
F_o = Factor de operación.

Con estos resultados se selecciono.: Un **acople de cruceta flexible AFC100** con las siguientes especificaciones.

- Eje Máximo = (1 ¼ “).
- Potencia máxima (HP) = 7.5
- R.P.M máximas de operación = (1800).

Dicho acople se le hizo un maquinado en la parte interna para que pudiera coincidir con el eje cilíndrico del motor y con el eje cónico de la bomba. Ver planos del acople.

Figura 65. Partes y dimensiones del Acople.



5.2.14 Calculo de Perdidas. A continuación se hará un calculo de las perdidas producidas en el circuito debido a la fricción que se genera por el paso del fluido a través de la tubería y las válvulas; estas son calculadas con base en el máximo caudal y a máxima presión de trabajo.

Para evaluar los diferentes tramos de la tubería se utilizo la ecuación universal de Darcy – Weisbach, (Ec. 5.16) del libro mandos hidráulicos en las máquinas hidráulicas Pomper.

► **(Ec. 5.16)** $\Delta P_p = 82.6 \times (\lambda \times Q^2 \times L \times \alpha) / d^5$

Donde

ΔP_p = Caída de presión. (Kg / cm²)

λ = Coeficiente de Fricción en función del número de Reynolds

Q = Caudal máximo en la tubería (L / sg)

L = longitud de tubería (m)

ρ = Peso específico del fluido (Kg / L)

d = diámetro de la tubería.

a) Pérdidas en la Tubería de Presión. Con la ecuación de Reynolds. Ec 5.17. Teniendo en cuenta que el máximo caudal a la máxima presión es (2.8 gpm) ≈ 0.1766 L / sg determinamos el tipo de fluido (laminar o turbulento).

► **(Ec. 5.17)** $Re = (4Q) / (\pi \cdot \rho \cdot d)$

► **(Ec. 5.18)** $\lambda = 75 / Re$

El flujo es laminar, por lo tanto el coeficiente de fricción se evalúa en la ecuación 5. 18. y despejando la ecuación 5.16, las pérdidas $\Delta P_{p1} = 6$ psi.

b) Pérdidas en la Válvula Direccional lado presión (ΔP_{p2}). Según el catalogo del fabricante las pérdidas se pueden determinar con la siguiente ecuación.

✓ **(Ec. 5.19)** $\Delta P_{p2} = \Delta P (Q / 5)^2$ gpm

Donde

ΔP = Caída de presión del punto P hasta A ó B para un caudal de (5 gpm) es de (23. psi). Ver Anexo C.

ΔP_{p2} = Pérdida en la válvula direccional lado presión (**17.5 psi**) Ver Anexo C.

Q = caudal a la máxima presión de operación (2.8 gpm)

c) Pérdidas en la Válvula Direccional lado descarga (ΔP_{p3}). La máxima caída de presión para este caso, ocurre cuando el flujo va del puerto B al puerto T o sea (cuando el cilindro de avance rápido esta retornando a su posición original, tracción. Ver Figura 69. aunque en este caso el caudal varia

y aplicando la ecuación 5.19. Las pérdidas son de $\Delta P_{p3} = 9.75 \text{ psi}$. Ver Anexo C.

Donde

ΔP = Caída de presión del punto B a T para un caudal de (5 gpm) es de (39.5 psi). Ver Anexo C.

Q = caudal a la máxima presión de operación

d) Pérdidas debido a las resistencias locales. Estas pérdidas se deben a los diferentes accesorios como son antiretornos, codos, uniones, reducciones etc.... Para su evaluación se utilizo el concepto de longitud equivalente en la cual la resistencia local se reemplaza por un tubo recto de longitud equivalente en la ecuación 5.16. Estas pérdidas suman en total un $\Delta P_{p4} = 8 \text{ psi}$.

Las pérdidas totales del circuito son la suma de todas las pérdidas ΔP_{pT}
 $\Delta P_{p1} + \Delta P_{p2} + \Delta P_{p3} + \Delta P_{p4} = 6 + 17.5 + 9.75 + 8$; $\Delta P_{pT} = 41 \text{ psi}$.

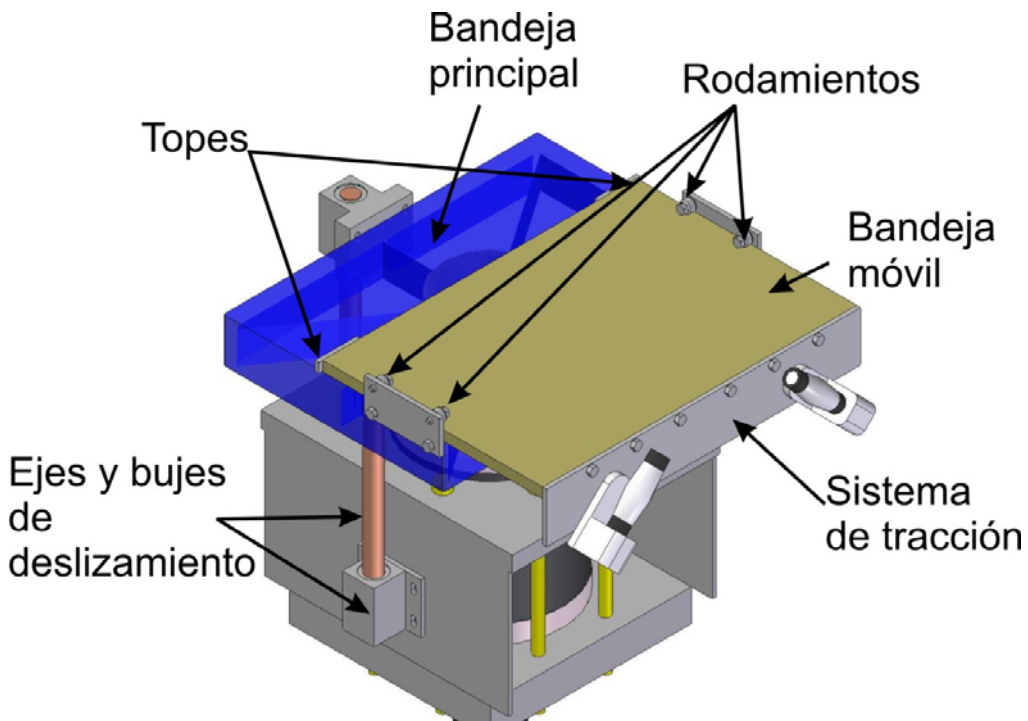
Este es un valor aproximado de las pérdidas totales, para el caso de la válvula direccional se hicieron comparaciones de los valores obtenidos matemáticamente con las graficas que se encuentran en el Anexo C y se comprobó que los resultados no varían en forma considerable pero por seguridad, las pérdidas totales se consideraron un poco más altas de lo señalado, debido a posibles omisiones de elementos o pequeñas fugas en el sistema, dando como resultado un valor de. $\Delta P_{pT} = 45 \text{ psi}$. Comparadas con las presiones de operación, las pérdidas no son muy significativas, aproximadamente del 3%.

5.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN

Este sistema es el encargado de realizar el proceso de repujado en sí, al someter el material a repujar con el molde o matriz entre dos sistemas de bandejas, una fijada en la bancada superior, el cual es el sistema de transferencia de calor explicado en el capítulo anterior, y el otro consta de un sistema de bandejas, una fija anclada al vástago del cilindro de Fuerza y otra que se desliza sobre la fija en forma de corredera.

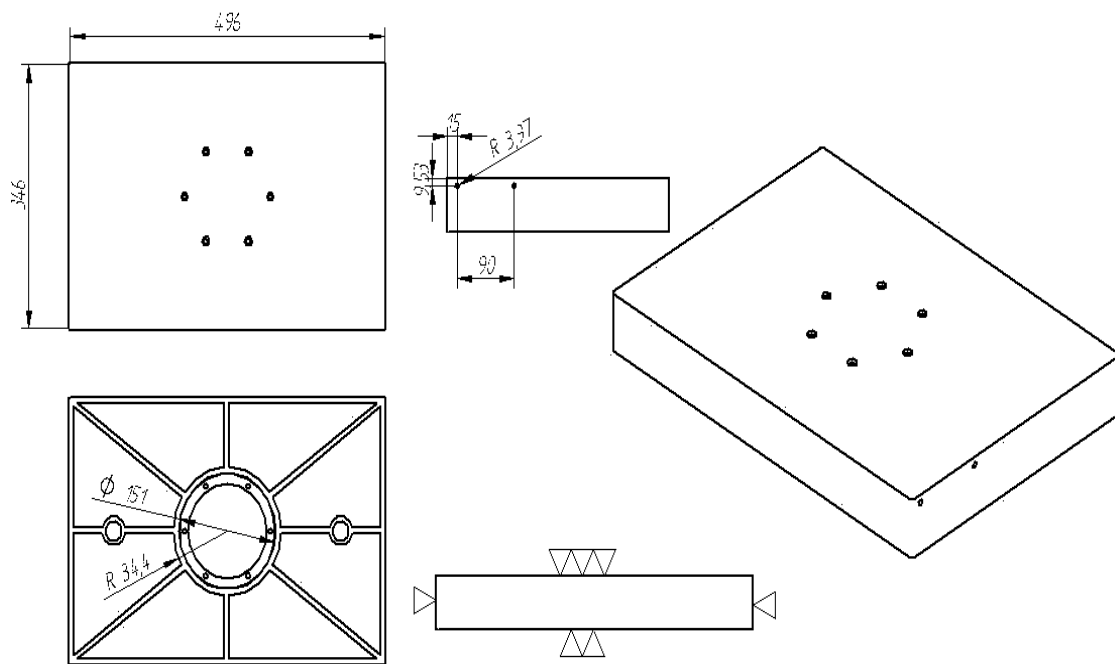
Este sistema es el área de trabajo, donde el operario debe entrar y salir el material repujado, cambiar y centrar el molde, por tal motivo, su diseño debe basarse en movilidad, seguridad y desempeño.

Figura 66. Partes del Sistema de Compresión.



5.3.1 Diseño bandeja principal. Esta bandeja tendrá un solo grado de libertad, proporcionado por el movimiento ascendente y descendente del actuador, deberá estar alineada paralelamente al sistema de transferencia de calor para obtener un repujado uniforme sobre el material, para tal motivo consta de un sistema de tres ejes unidos solidariamente mediante ajuste mecánico en la parte inferior y posterior de la bandeja, los cuales mantendrán el alineamiento de las bandejas, bajo las situaciones de carga, estos ejes se deslizarán por unos bujes solidarios a la bancada inferior de la máquina.

Figura 67. Bandeja Principal



La bandeja principal está construida de lámina de acero estructural laminado en caliente de espesor (3/4") y reforzada en la parte inferior con platinas de 2" por 1/4" para aumentar el momento de inercia de la misma y por ende su rigidez, resultado de los análisis preliminares CAE, que arrojan la

necesidad de un espesor mayor, por eso se optó por reforzar con platinas la lámina, además de brindar soporte estructural al collarín que se acoplará al vástago del cilindro de Fuerza, el cual irá anclado por medio de 6 tornillos sujetadores de cabeza redonda para dado, para permitir el libre deslizamiento de la bandeja móvil. Ver figura 67.

La cara superior de la bandeja tiene un acabado superficial rectificado con piedra, pulido al espejo, para permitir un suave desplazamiento de la bandeja móvil, en sus laterales lleva un maquinado de desbaste y en su parte inferior lleva un alisado hecho en una cepilladora o limadora, esto para permitir su acoplamiento en la máquina rectificadora, la cual utiliza un electroimán para sujetar las piezas a rectificar.

En sus laterales lleva agujeros roscados para alojar la placa portarodamientos los cuales fijan la bandeja móvil, a la vez que permite su desplazamiento horizontal. Esta placa también servirá de tope o limitador de carrera de la bandeja móvil evitando que esta se salga por completo y cause daños al material, a la máquina y/o al operario.

Para el análisis CAE de la Bandeja Principal se supuso una condición crítica de diseño la cual simula un modelo con un molde o matriz descentrado, la cual generará las condiciones de esfuerzo máximo.

- **Análisis CAE de la Bandeja Principal.** El análisis muestra el comportamiento físico de la bandeja principal estando sometida a una fuerza máxima a compresión de 35 toneladas, dando como resultados. Esfuerzo Máximo $\sigma_{\text{máx.}} = 25867 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\epsilon_{\text{máx.}} = 1.28 \times 10^{-2} \text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm.HR}} = 36259 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 29031 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad **N = 1.3** Ver Figuras 68 y 69.

Figura 68. Análisis CAE de Esfuerzos Bandeja Principal

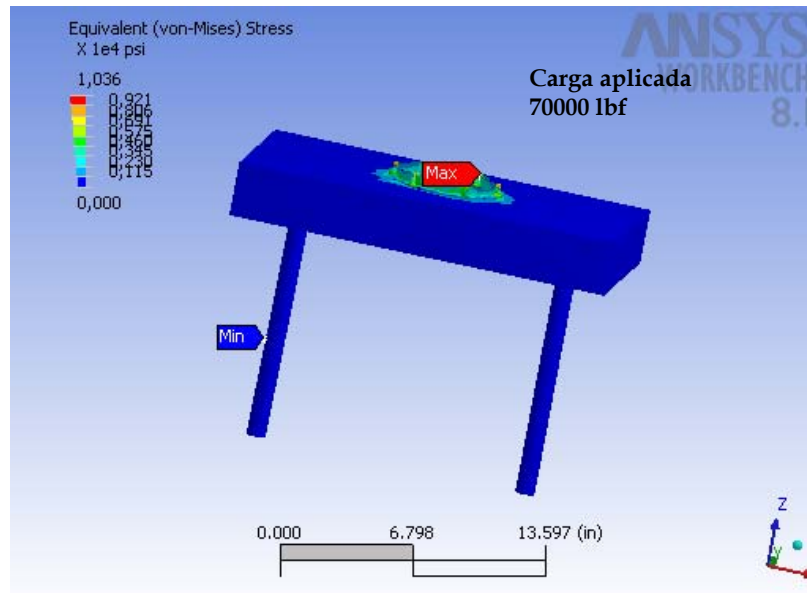
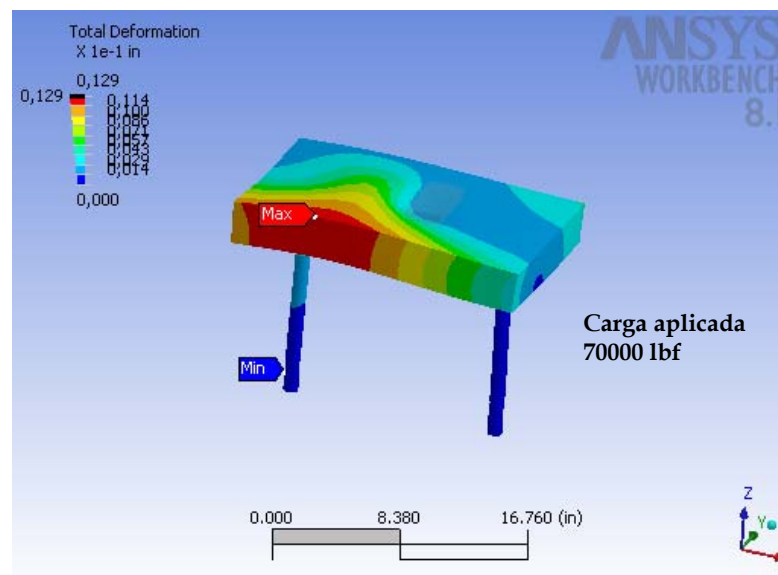


Figura 69. Análisis CAE de Deformaciones Bandeja Principal

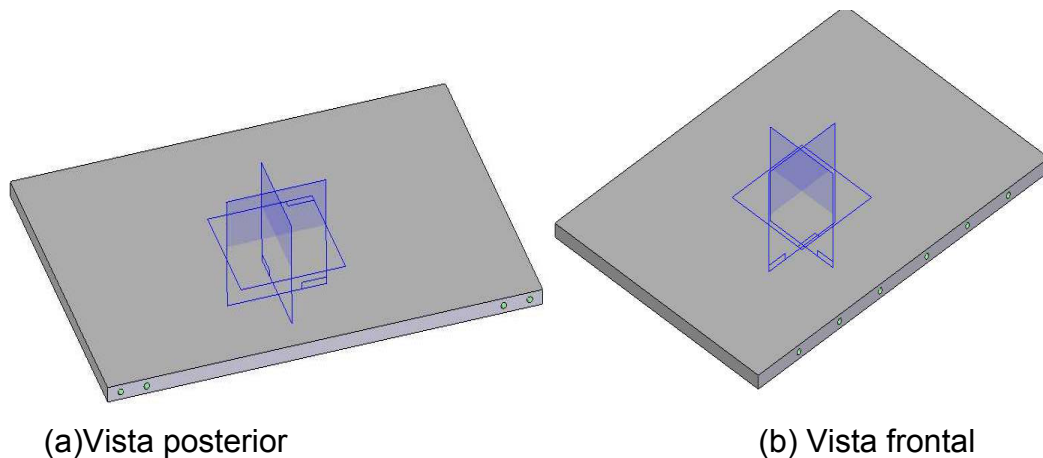


5.3.2 Diseño bandeja móvil. Esta bandeja tiene como característica especial, recibir el material a repujar, esté se coloca sobre la bandeja, encima

del material se coloca el molde o matriz con el arte o diseño a grabar, esto se hace con la bandeja totalmente deslizada hacia la parte externa de la máquina, paso seguido, el operario impulsa manualmente la bandeja móvil hacia el interior de la máquina, al oprimir los pulsadores de inicio y el final de carrera activado por la leva de la misma, bandeja se inicia el ciclo de repujado, el final de carrera horizontal es necesario para asegurar que la bandeja móvil esté totalmente retraída e impida un mal funcionamiento de la máquina.

La bandeja móvil está construida de lámina de acero estructural laminado en caliente de espesor (5/8") tiene en su parte posterior cuatro agujeros roscados para alojar los topes de final de carrera así como la leva que accionará el final de carrera electrónico el cual dará la señal al controlador que la bandeja está correctamente alojada y lista para iniciar el ciclo de repujado. En su parte frontal lleva 6 agujeros roscados de 5/16" para acoplar el sistema de tracción manual. Ver figura 70.

Figura 70. Bandeja Móvil



- **Análisis CAE de la Bandeja Móvil.** El análisis muestra el comportamiento físico de la bandeja móvil estando sometida a una fuerza

máxima a compresión de 35 toneladas, dando como resultados. Esfuerzo Máximo Principal $\sigma_{\text{máx.}} = 93 \text{ psi}$; Deformación Máxima $\varepsilon_{\text{máx.}} = 9,42 \times 10^{-6} \text{ in}$; $\sigma_{\text{Adm.HR}} = 36259 \text{ psi}$. (Ver Anexo A); Esfuerzo Equivalente $\sigma_{\text{equiv.}} = 637 \text{ psi}$; (Ec. 5.1). Factor de Seguridad $N > 10$ Ver Figuras 71 y 72.

Figura 71. Análisis CAE de Esfuerzos Bandeja Móvil

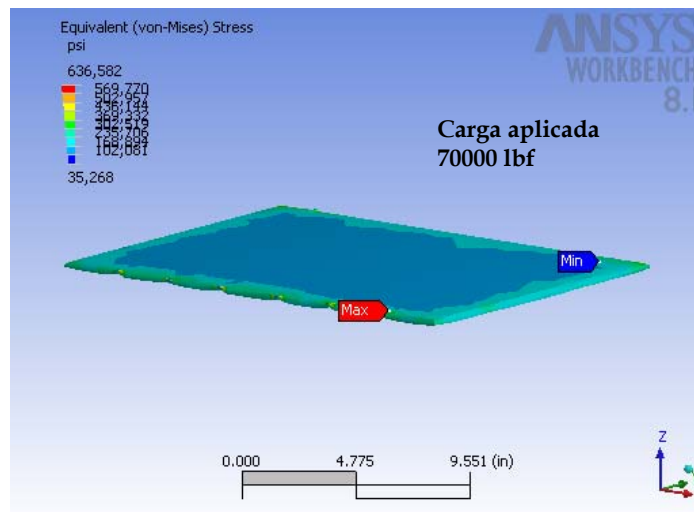
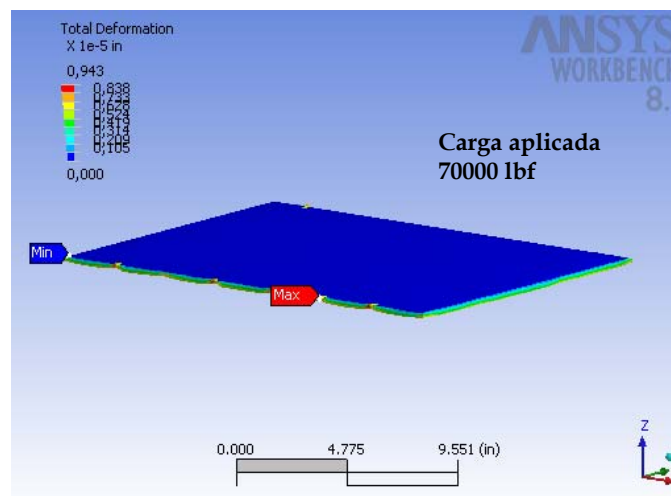
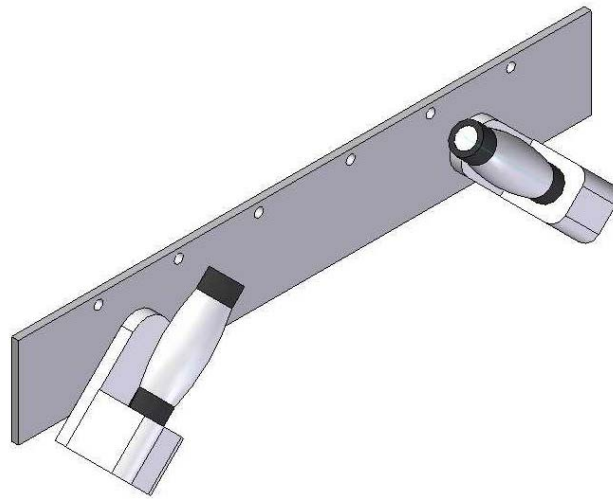


Figura 72. Análisis CAE de Deformaciones Bandeja Móvil



5.3.3 Diseño Sistema de Tracción Manual. Este sistema tiene la función de transmitir la fuerza ejercida por el operario para deslizar en forma horizontal la bandeja móvil, por medio de dos manubrios colocados a 45° con respecto a la vertical para un diseño ergonómico, el operario impulsa manualmente la bandeja móvil hacia el interior o exterior de la máquina, y puede oprimir los pulsadores de inicio colocados sobre los extremos de los manubrios.

Figura 73. Sistema de Tracción Manual



El sistema está conformado por una chapa de acero laminado en caliente de 6mm de espesor, con seis agujeros pasantes de 5/16” para acoplarse a la bandeja móvil, dos manubrios hechos de tubo de 1” de diámetro externo acoplados a un cubo soldado a la chapa, el cubo está agujerado para permitir el paso de los cables de conexión de los pulsadores alojados en el extremo superior del tubo. Ver figura 73.

5.3.4 Diseño de bujes y ejes de deslizamiento. Los ejes de deslizamiento corregirán y mantendrán una correcta alineación paralela entre la bandeja de transferencia y el sistema de compresión, dos ejes están conectados a la

bandeja principal por su parte inferior, acoplados a unos bujes de acero por medio de dos tornillos prisioneros de ¼” de diámetro, rosca fina otro eje se encuentra localizado en la parte posterior de la bancada inferior acoplado a la bandeja principal por una brida.

Los ejes se fabricaron de acero SAE-AISI 1020 CR tienen un acabado superficial de alisado y un diámetro de 1” durante la simulación de la bandeja principal en el CAE, se apreció que soporta los efectos por pandeo de columnas.

Los bujes se hicieron de bronce fosforado con tolerancias para un ajuste forzado medio ($0,0014\sqrt[3]{d^2}$ para el agujero)⁵ para acoplarlos en cubos de acero SAE-AISI 1020 CR de 50mm de arista el cual se soldó a un flanche con cuatro agujeros pasantes acanalados de 5/16” para montar sobre la bancada inferior la longitud de los bujes garantiza un suave desplazamiento de los ejes. Ver Figura 73.

El diseño flotante de sujeción del actuador por medio de un sistema de tirantes-brida, permite posteriores modificaciones de la carrera del actuador, para otras aplicaciones como sería convertir la repujadora en una conformadora de plantillas sería cuestión de cambiar la longitud de los tirantes y acoplar las huellas de conformado en la bandeja principal, para tal efecto, el actuador puede ser modificado de posición dando lugar a un mayor espacio. Incluso puede ser recortado el desplazamiento colocando tirantes más cortos para disminuir el tiempo de ascenso, aclarando que los nuevos tirantes deberán ser sometidos a un análisis de fatiga.

⁵ Tomado del libro diseño de máquinas II, Ing. Hernán Rojas ,Tabla 2-1

Figura 74. Ejes y Bujes de Deslizamiento



5.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas.

5.4.1 Circuito de Calor⁶. Un proceso común de generación de energía térmica implica la conversión de *energía eléctrica a térmica* en un medio conductor de corriente (*calentamiento óhmico o de resistencia*). La razón a la que se genera energía al pasar una corriente (\hat{I}) a través de un medio de resistencia eléctrica (R_e) es.

► (Ec. 5.16) $E_g = \hat{I}^2 \times R_e$

Si está generación de potencia (W) ocurre de manera uniforme a lo largo del medio de volumen (V), la razón de generación volumétrica (W/m^3) es entonces.

$$E_g = \hat{I}^2 \times R_e$$

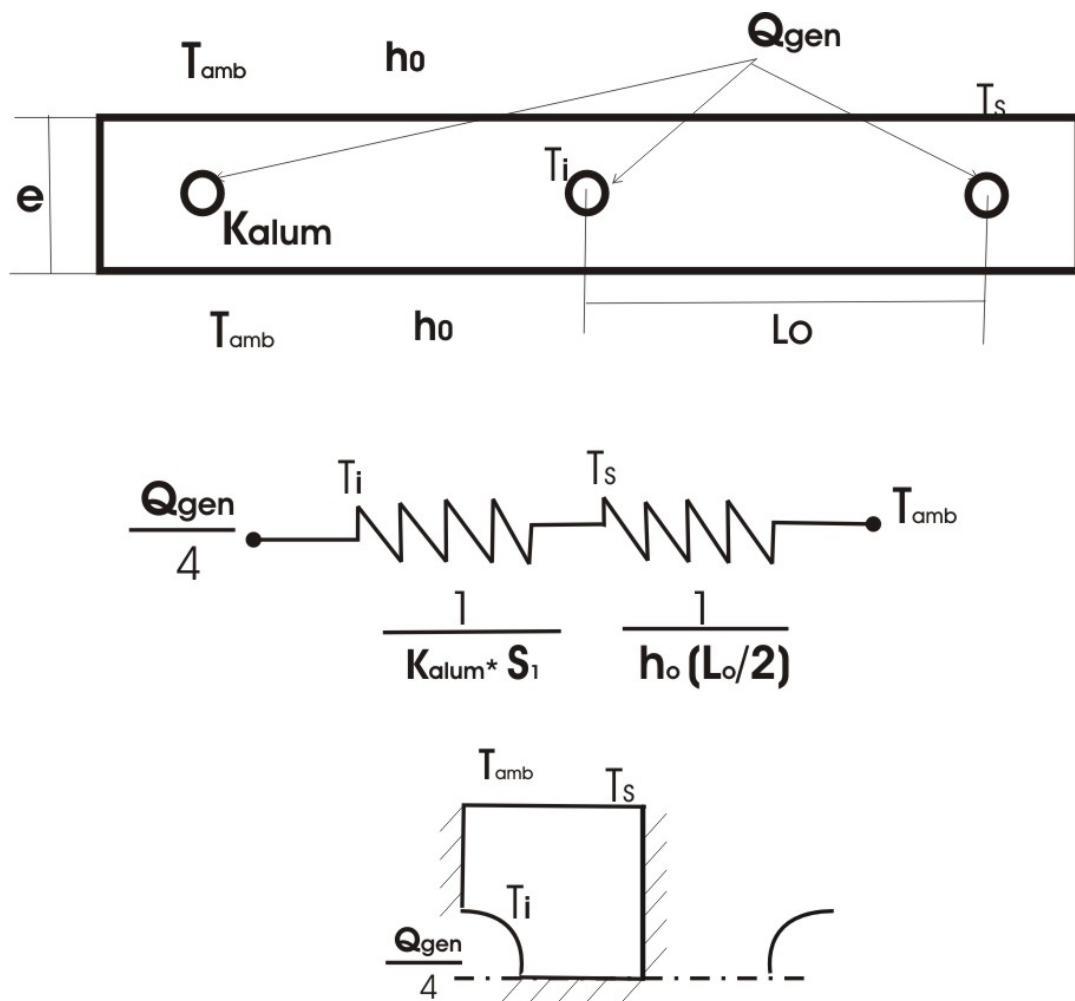
⁶ Tomado del libro fundamentos de transferencia de calor. Incropera.

► (Ec. 5.17) $q \approx \frac{\dots}{V} = \frac{\dots}{V}$

Para calcular la potencia a disipar por las resistencias, se hará un sistema simplificado asumiendo una condición de estado estable y propiedades constantes, para corroborar los resultados del análisis CAE.

La rata de calor por unidad de espesor será determinada por el siguiente circuito térmico representativo de (1/4) de sección. Ver Figura 75.

Figura 75. Circuito Térmico Representativo en Caliente



T_{amb} = Temperatura ambiente (28° C).

Q_{gen} = Rata de Calor Generada por las Resistencias.

h_o = Coeficiente de convección del aire (40 W/m²).

L_o = Distancia entre resistencias (15 cm)

K_{alum} = Conductividad térmica del aluminio (237 W/m).

e = espesor de la lámina (63.5 mm).

S_1 = Factor de forma (1.29). (Tabla 4.1 caso 6. Transf. de C. Incropera)

T_i = Temperatura inicial de la superficie de la resistencia.

T_s = Temperatura superficial de la lámina de Aluminio (150° C).

Se calcula la resistencia total:

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.18) } \quad R_{total} = \frac{1}{K_{alum} * S_1} + \frac{1}{h_o(L_o/2)}$$

$$R_{total} = \frac{1}{237 * 1,29} + \frac{1}{40(0.15/2)}$$

$$R_{total} = 0.336m * K / W$$

Se calcula la Qgen:

$$\blacktriangleright \text{ (Ec. 5.19) } \quad Q_{gen} = 4 * \frac{T_s - T_{amb}}{1/h_o(L_o/2)}$$

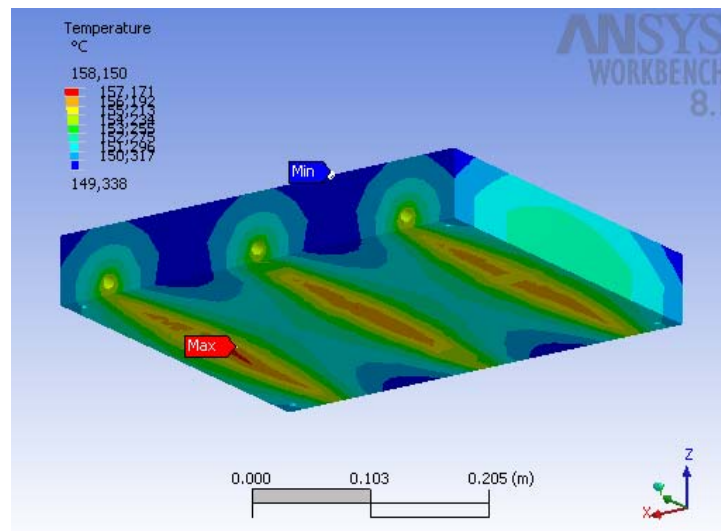
$$Q_{gen} = 4 * \frac{150 - 28}{1/40(0.15/2)}$$

$$Q_{gen} = 1464 W / m$$

Se seleccionaron tres resistencias de 1900 W (Ver anexo H), la cual da una temperatura de superficie $T_s = 158^\circ$ C. en el análisis CAE. Este valor es mayor que el resultado del modelo simplificado (1464 W), esto se debe a que

el análisis CAE toma en cuenta muchas de las restricciones y simplificaciones que se hicieron en este modelo, tales como convección lateral y conducción tridimensional por elementos finitos etc....Ver Figura 76.

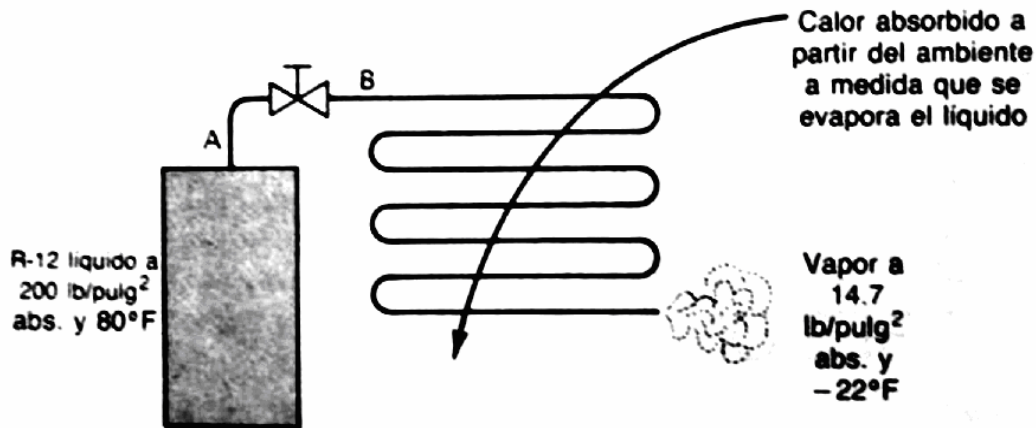
Figura 76. Análisis CAE Circuito Térmico en Caliente.



5.4.2 Circuito de Frío⁷. El método más utilizado para producir refrigeración mecánica se conoce como *sistema de refrigeración por compresión de vapor*. En este ítem se explica como se obtiene la refrigeración por el método de vaporización de un líquido y cual es el equipo necesario para llevarla a cabo. Por lo tanto conviene hacer un análisis más detallado, utilizando un ejemplo específico. Será la suposición de que se tiene un tanque lleno de refrigerante líquido R-12 a la presión de 200 psi. abs., y a una temperatura ambiente de $T_o = 80^\circ \text{F}$. como se muestra en la figura 77.

⁷ Tomado del libro Principios y sistemas de refrigeración. Edward G. Pita.

Figura 77. Refrigeración obtenida por la vaporización de un líquido.



Fuente: Principios y sistemas de refrigeración. Cap 3. Pg 54.

La salida del tanque se conecta en A, mediante una válvula, a una tubería B – C. la presión circundante es la atmosférica, cuando se abre la válvula, el refrigerante fluye debido a la diferencia de presiones. La disposición del aparato provee así mismo la circulación de un fluido por la parte exterior de la tubería, por ejemplo aire, agua o sólido a enfriar. Este fluido o sólido es la sustancia que se debe enfriar.

El Proceso de expansión. Tan pronto como el refrigerante líquido fluye a través de la válvula, su presión disminuye inmediata y bruscamente en B, a aproximadamente la presión atmosférica. Esta presión es mucho más baja que la presión de saturación del R-12 a la temperatura de (80° F) por consiguiente el refrigerante se convertirá súbitamente en un gas. Cuando el líquido empieza a hervir, absorbe calor (calor latente de vaporización). Este calor se obtiene del propio refrigerante que está a una temperatura relativamente elevada al entrar a la válvula. Esto da por resultado que el refrigerante se enfríe a la temperatura de saturación correspondiente a la presión inferior al salir de la válvula (-22° F).

El Proceso de evaporación. La refrigeración realmente útil tiene lugar en la tubería B – C. Ver figura 78, el fluido circundante que pasa por el exterior del tubo está a una temperatura más elevada que la del refrigerante. El calor pasa del fluido o sólido al refrigerante a través de las paredes del tubo, enfriándose así el fluido o sólido. De esta manera se obtiene la refrigeración deseada.

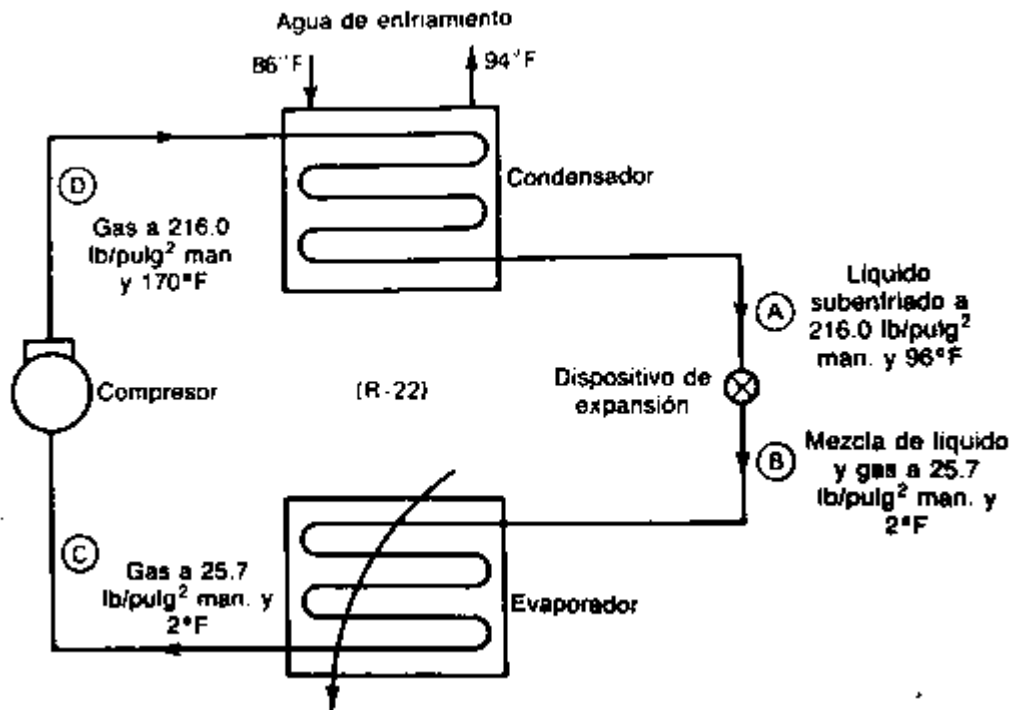
Una vez hecho este sistema se obtiene refrigeración pero tiene unas deficiencias inaceptables, como el que una vez salido el refrigerante al ambiente, este no se puede recuperar. Por lo tanto es preciso utilizar unos elementos adicionales que permitan recuperar dicho refrigerante.

El compresor y el condensador. La temperatura de saturación (condensación) de los fluidos aumenta con el aumento de presión. Por consiguiente, la solución consiste en elevar la presión y la temperatura del gas hasta un nivel suficientemente elevado, para luego remover calor del mismo, utilizando un medio de enfriamiento como el **aire** o agua, a una temperatura disponible en el medio ambiente natural. Se utiliza el compresor para elevar la presión del refrigerante en estado gaseoso. El gas a alta presión pasa entonces al condensador. el condensador se utiliza para remover calor del refrigerante, lo cual hace que se condense. El refrigerante se halla entonces en su condición original, listo para su reutilización.

a) Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor. En la figura 78. Se muestra la disposición del equipo y la tubería de interconexión del sistema básico de compresión de vapor. Los cuatro componentes básicos del sistema son: *el dispositivo de expansión ó (dispositivo de control de flujo), evaporador, compresor y condensador.*

El proceso A – B, a través del dispositivo de control de flujo. El refrigerante líquido R-22 entra al dispositivo de expansión (válvula de expansión), en el punto A, a (216 psi y 96° F) y por medio de una abertura estrecha la presión decae, dando como resultado la salida del refrigerante por el punto B, a (25.7 psi), con una mezcla de líquido y vapor en estado saturado a (2° F).

Figura 78. Sistema Básico de Refrigeración por compresión de Vapor.



Fuente: Principios y sistemas de refrigeración. Cap 3. Pg 56.

El proceso B – C, a través del evaporador. El refrigerante fluye a través de la tubería del evaporador de B a C. el elemento que se debe enfriar, en este caso una lámina de Aluminio, se encuentra alrededor de los tubos (serpentín- evaporador) se halla a una temperatura más elevada que la del refrigerante

dentro del evaporador. Por consiguiente, el calor fluye de la lámina al refrigerante, a través del tubo. Por lo general, el refrigerante sale del evaporador ya sea como un vapor saturado o un vapor sobrecalentado.

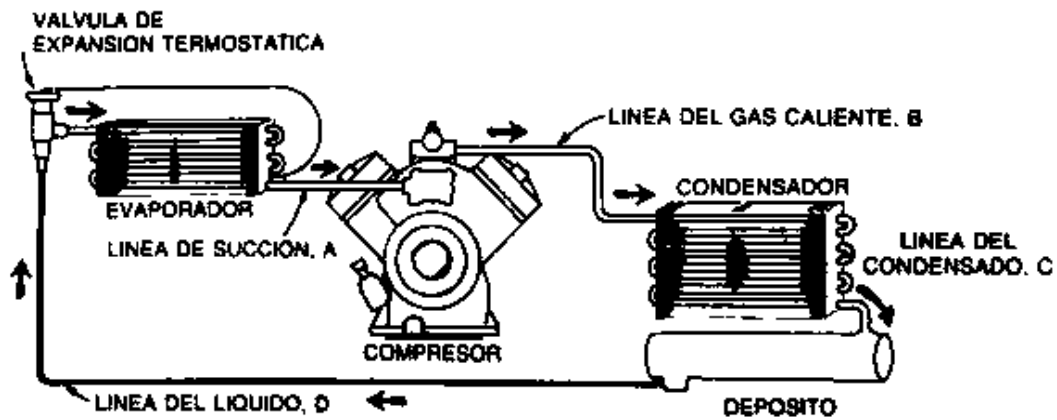
El proceso C – D a través del compresor. El compresor hace entrar el vapor por el lado de la succión, para luego comprimirlo a una presión elevada, adecuada para efectuar la condensación. Esta presión es un poco mayor de (216 psi). Se requiere trabajo para comprimir el gas, este trabajo procede de un motor y contribuye a aumentar la energía almacenada del vapor comprimido, dando un aumento de temperatura a una condición de sobrecalentamiento.

El proceso D – A, a través del condensador. El gas a alta presión que descarga el compresor fluye a través de la tubería del condensador, de D a A. Un fluido, tal como el **aire** o el agua. El calor fluye a través de las paredes del tubo, desde el refrigerante a mayor temperatura hasta el aire de enfriamiento. El refrigerante puede salir del condensador como un líquido saturado o subenfriado antes de entrar al dispositivo de control de flujo.

b) La tubería y el Recibidor del Sistema. En la figura 79. Se muestran las conexiones de las tuberías, entre los componentes principales de un sistema, incluyendo un *acumulador*.

El acumulador es un tanque utilizado para almacenar el exceso de carga del refrigerante que no está en circulación en el sistema. Puede así mismo servir para concentrar todo el refrigerante, de manera que se pueda remover cualquier parte del equipo para su reparación o en el caso de que se requiera vaciar del sistema el refrigerante para utilizar el sistema de calentamiento sin que se dañe el mismo.

Figura 79. Esquema del sistema de Refrigeración.



Fuente: principios y sistemas de refrigeración. Cap 3. Pg 58.

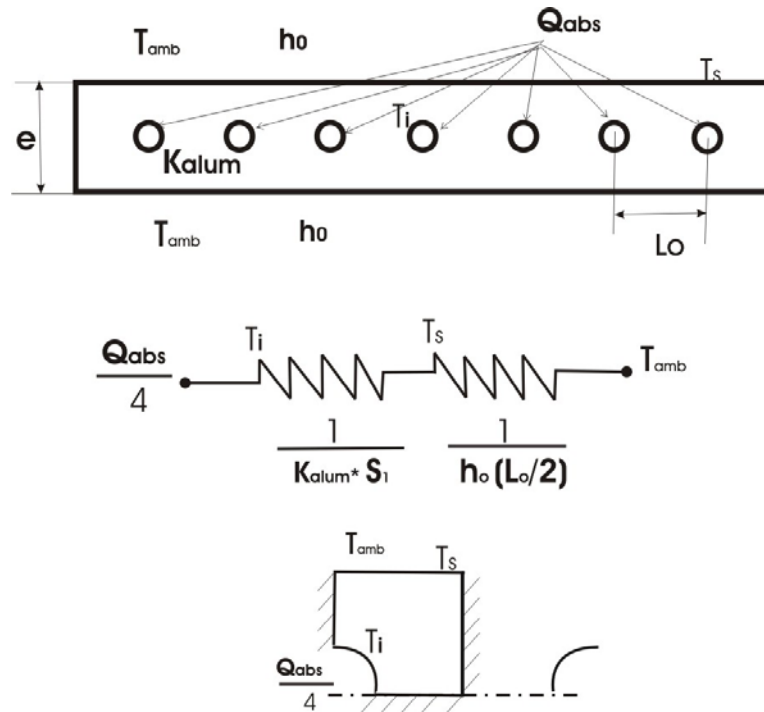
La tubería que va del evaporador al compresor (A) se llama la **línea de succión**. La tubería entre el compresor y el condensador (B) se llama la **línea de gas caliente o línea de descarga**. La tubería que va del condensador al recipiente (C) se llama la **línea del condensado**. La tubería entre el acumulador (o el condensador si no se usa el condensador) y el dispositivo de control de flujo (D) se llama la **línea del líquido**.

Para calcular la potencia a disipar por las resistencias, se hará un sistema simplificado asumiendo una condición de estado estable y propiedades constantes, para corroborar los resultados del análisis CAE.

c) Determinación de la cantidad de Calor removido. Para calcular el calor a remover se hará un sistema simplificado asumiendo el serpentín como una hilera de tubos incrustados en la lámina de Aluminio, condiciones de estado estable y propiedades constantes, para corroborar los resultados del análisis CAE. La rata de calor por unidad de espesor será determinada

por el siguiente circuito térmico representativo de (1/4) de sección. Ver Figura 80.

Figura 80. Circuito Térmico Representativo en Frío.



De la ecuación 5.19 donde se reemplaza Q_{gen} por Q_{abs}

T_{amb} = Temperatura ambiente (28° C).

Q_{abs} = Rata de Calor absorbida por el evaporador.

h_o = Coeficiente de convección del aire (40 W/m²).

L_o = Distancia entre resistencias (5 cm)

K_{alum} = Conductividad térmica del aluminio (237 W/m).

e = espesor de la lámina (63.5 mm).

S_1 = Factor de forma (1.29). (Tabla 4.1 caso 6. Transf. de C. Incropera)

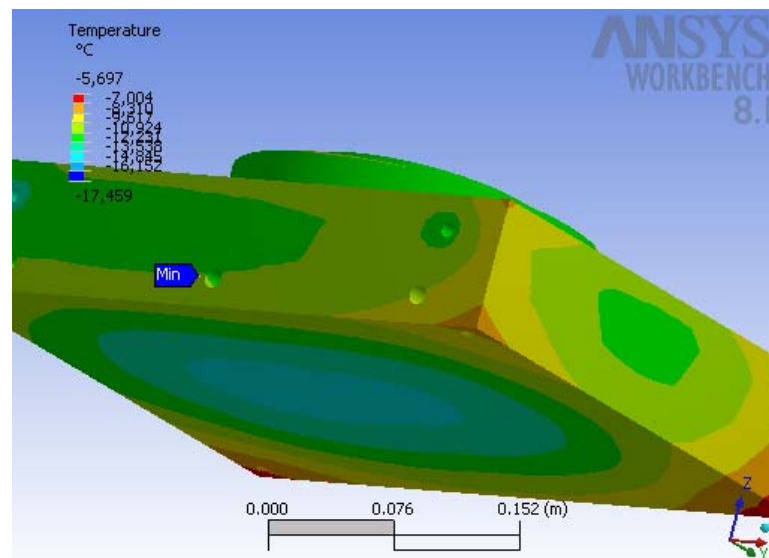
T_i = Temperatura inicial de la superficie del evaporador.

T_s = Temperatura superficial de la lámina de Aluminio (-10° C).

Se tiene que $Q_{abs} = -152 \text{ (W/m)}$, la longitud total del serpentín evaporador es de (3m) aproximadamente, por lo tanto, el calor a remover es de (-456 W). El área superficial del serpentín es $S = (\pi \times D) \times L.$, teniendo un $D = 9.5 \text{ mm}$, dando como resultado $S = 5.98 \times 10^{-2} \text{ (m}^2\text{)}$.

- De el análisis CAE se obtiene que el calor a remover es de -1000 W , para una temperatura superficial mínima $T_s = -17^\circ \text{ C}$. en el evaporador y de -14° C en la superficie de la placa protectora de la bandeja de transferencia; este valor es mayor debido a que por medio de los elementos finitos se corrigen las falencias de las simplificaciones del modelo anterior, tales como convección lateral, longitud y geometría real del evaporador y conducción en un sólido. Ver Figura 81.

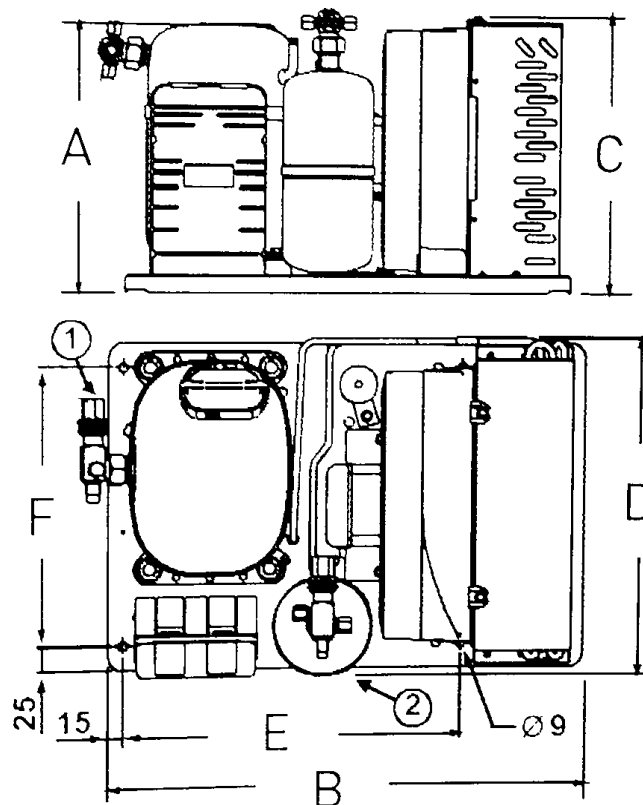
Figura 81. Análisis CAE Circuito Térmico en Frío.



Una vez obtenidos estos datos se procede a la selección de la unidad de frío que en adelante se llamará (unidad condensadora) más conveniente, dicha selección se hace por medio del catálogo general de compresores herméticos y grupos de condensación de la casa francesa TECUMSEH

EUROPE. Ver anexo H. Dando como resultado una unidad condensadora para frío comercial positivo para trabajar a una temperatura ambiente de $T_{amb} = 32^{\circ}\text{C}$ y una frecuencia de (60 Hz), se entra en la tabla con la producción frigorífica en Watts que es igual al calor a remover calculado en el análisis CAE (1000W), a continuación se ubica en la columna de temperatura $T = -15^{\circ}\text{C}$ (temperatura del evaporador) y se localiza una producción frigorífica más cercana por encima de (1087W) la cual corresponde a la unidad condensadora de referencia **CAJ/ TAJ 4492YHR**, la cual trabaja con líquido refrigerante **R-134a**. Ver Figura 82.

Figura 82. Unidad Condensadora tipo CAJ 4492YHR



La unidad condensadora tiene las siguientes características

CAJ 4492YHR

C = monofasico

AJ = familia de un solo compresor.

4 = alta presión de evaporación. Motor de alto par de arranque.

4 = numero de cifras que componen la potencia frigorífica.

92 = corresponden a las primeras cifras de la potencia frigorífica en Btu.
(9200 btu).

Y = refrigerante R-134a.

H = alta presión de aspiración (-15°C a +15°C).

R = con depósito.

5.5 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El circuito eléctrico hace posible el manejo de las funciones de la máquina en una forma sencilla y segura; sus componentes pueden observarse en la figura 14.

Los dos pulsadores para la operación de la máquina se encuentran en la parte delantera de la bandeja móvil. Ver Figura 72. En los manubrios del sistema de tracción, los interruptores de final de carrera (micros) se encuentran dentro de un mecanismo para el control de carrera de la bandeja principal, situado en la parte posterior de la misma. Los demás elementos de encendido, apagado, potencia y control (PLC), se encuentran en el tablero eléctrico ubicado en el lado izquierdo de la máquina.

Los elementos seleccionados con sus características son los siguientes

5.5.1 Contactores. El motor tiene una potencia de (3Hp) y consume (8.7 A) a (220 V), para su manejo se utiliza un contactor C de (15 A) a (220V), Telemecanique LC D09D.

Para la operación de los solenoides de la válvula direccional se utilizan los contactores activados por el PLC (JQX – L3F) para un voltaje de (24 V) y (4 A), con tres pares de contactos.

5.5.2 Pulsadores. Los pulsadores situados en el sistema de tracción activan la señal (I1) del PLC (logo 24RC), se utilizaron pulsadores Telemecanique **XB2 – EA121** con capacidad hasta (10A a 24V). Para el encendido y apagado del motor se utilizaron pulsadores Telemecanique **XB2 – EA142** con capacidad hasta (15A a 220V).

5.5.3 Micros. Estos interruptores de final de carrera controlan el desplazamiento de la bandeja principal, están ubicados de la siguiente manera:

- **Final de carrera horizontal.** se encuentra ubicado en la parte posterior de la bandeja principal su función es detectar que la bandeja móvil se encuentra en posición activando la señal (I2) del PLC, para iniciar el ciclo de repujado. Se selecciono micro de corte brusco tipo miniatura, Telemecanique **ZB2 – BV03** con contacto abierto y capacidad hasta (15A a 220V).
- **Final de carrera superior (A0).** Se localiza en la parte posterior de la bandeja de Transferencia, su función es detectar el momento exacto en que la bandeja principal llega al tope superior, e inicia el rele disipador a la desconexión (tiempo de repujado), activando la señal (I3) del PLC. Se selecciono micro de corte brusco tipo miniatura, Telemecanique **ZB2 – BV03** con contacto abierto y capacidad hasta (15A a 220V).
- **Final de carrera inferior (A1).** Esta situado en la parte posterior de la bancada inferior, su función es detectar cuando la bandeja principal llega a

su posición inicial y desactivar la señal al solenoide de la válvula direccional, esta conectado a la entrada (I4) del PLC. Se selecciono micro de corte brusco tipo miniatura, Telemecanique **ZB2 – BV03** con contacto abierto y capacidad hasta (15A a 220V).

5.5.4 Llave Selectora. Este interruptor permite la selección del sistema de transferencia entre Ambiente, Frío o Calor. Se utiliza un interruptor de (1) polo (3) posiciones con capacidad hasta (3A a 115V), su señal se encuentra conectada a las entradas (I5) e (I6), del PLC.

5.5.5 Sistema de Control. Para cumplir con los objetivos del proyecto se selecciono un controlador lógico programable (PLC), logo (24RC) marca Siemens. Ver Figura 82, cuyas características principales se encuentran en el Anexo I.

Figura 82. Logo 24RC

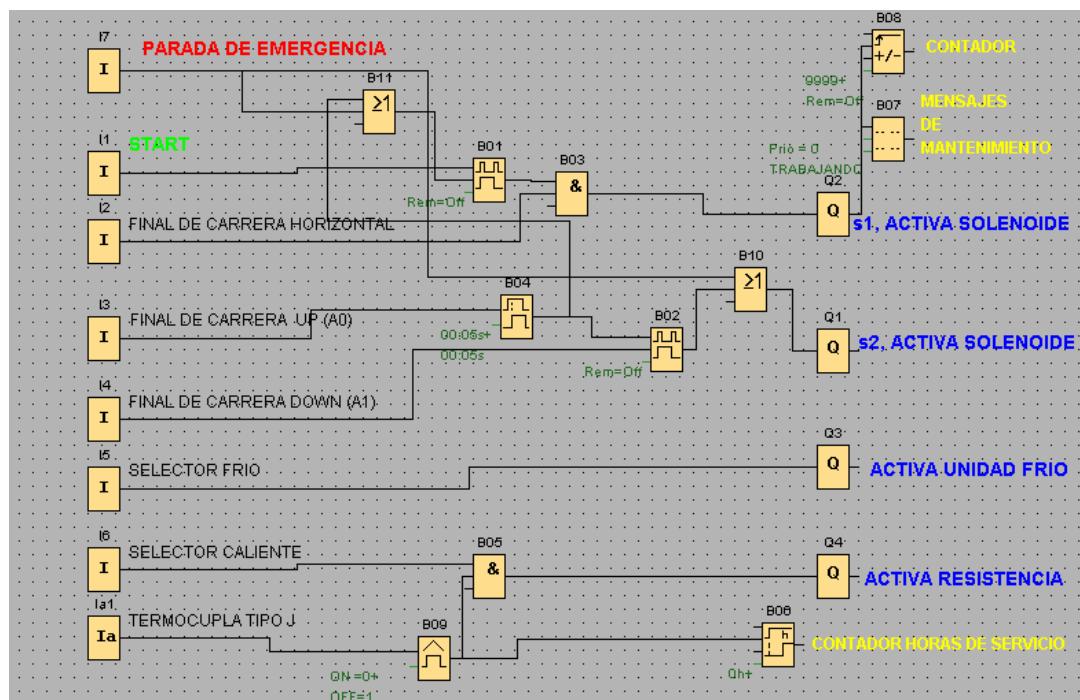


El PLC, se justifica por la simplificación de las conexiones, la facilidad de programación y reprogramación, la parametrización de las variables y aumenta las posibilidades de control para futuras mejoras y mayor desempeño, tal seria el caso de hacer un control de la máquina sensando la temperatura del aceite en el circuito hidráulico; otra ventaja del PLC es que

se pueden programar las actividades de mantenimiento según las horas de servicio o número de ciclos de repujado.

A continuación se muestra la lógica de programación del PLC Ver Figura 83. el cual reemplaza el esquema del circuito eléctrico de la Figura 14.

Figura 83. Lógica de Programación del PLC



6. SEGURIDAD Y ERGONOMÍA.

En el proceso de diseño se deben tener en cuenta la seguridad desde la primera fase. Esto en la práctica significa que el diseñador debe llevar a cabo un análisis y una evaluación de los riesgos durante la fase de desarrollo de la máquina para que las medidas a adoptar que de ello se deriven, puedan incorporarse en el propio diseño.

De acuerdo con esta disposición, sólo deben emplearse equipos que sean “seguros para el uso previsto”. Este principio se tomó especialmente en consideración a la hora del diseño. En este caso el empresario debe asegurarse de que, por diseño o por características constructivas, el equipo es adecuado para el trabajo a realizar o el proceso a desarrollar. Además, debe poseer y tener a disposición de los trabajadores las instrucciones y especificaciones dispuestas en el manual de operación y mantenimiento. Ver Anexo J. El empresario debe asegurarse asimismo de que el equipo se utiliza de acuerdo con dichas instrucciones y especificaciones.

Por otra parte, se supone, de hecho, la prohibición de los “usos improvisados y no previstos o en situaciones o condiciones no previstas” que puedan entrañar un riesgo como, por ejemplo: alimentar una máquina mediante cables pelados en su extremo y enrollados en bornes desnudos; repujar materiales no descritos en el manual de la máquina, realizar cualquier otro tipo de prensado con fines diferentes por ejemplo extracciones de elementos mecánicos (rodamientos poleas), hacer conformados con moldes sin las adecuaciones previas, aprobadas por un profesional autorizado y cualquier otra actividad no especificada en el manual de operación y mantenimiento.

En el diseño de la máquina se consideró la posibilidad de proteger el trayecto entre los detectores de posición y el armario de mando; si los conductores van por el exterior de la máquina, un aplastamiento del cable donde van los conductores o el desgaste del aislamiento debido a las vibraciones puede anular la función del interruptor o final de carrera. En estos casos se colocó una protección mecánica del cable y una correcta sujeción del mismo para evitar dicho fallo. En el caso del armario de mando y motor eléctrico, la suciedad o el polvo, pueden originar puentes en los bornes; la solución es mantener el grado de protección adecuado como en el caso del motor eléctrico (IP55).

En general dentro de un armario eléctrico no es necesario tener en cuenta los puentes entre conductores, siempre que éstos tengan la sección adecuada, mantengan un nivel de aislamiento aceptable y estén protegidos contra cortocircuitos y, si es necesario, contra sobrecargas.

Otros ítem de seguridad es el mando de los sistemas hidráulicos en especial la válvula direccional. Por tanto, si hay un fallo en el sistema de mando puede dar lugar a un accidente importante, por ejemplo, por el movimiento inesperado del actuador, se colocaron los medios necesarios en la lógica de programación para mantener o situar el actuador en posición segura.

Cuando la ejecución errónea de una secuencia de ciertos elementos o de ciertas funciones por ejemplo, accionando el actuador con la bandeja móvil hacia fuera, el equipo prevé los enclavamientos precisos para garantizar que dichos elementos o funciones se realizan de manera coordinada.

El sistema de control está diseñado de manera que detecte todos los fallos antes de que la función de seguridad sea solicitada de nuevo, dando lugar a

una parada inmediata o a la imposibilidad de continuar con el nuevo ciclo de repujado si no se repara o corrige la falla.

Descripción del funcionamiento. Las condiciones iniciales son las siguientes:

1. Los pulsadores del mando a dos manos están sin accionar.
2. El relé temporizador (disipador temporizado programable) está caído.
3. Las señales (I2) e (I3) están desactivadas e (I4) está activada.
4. Al entrar la bandeja móvil, activa la señal (I2).

En estas condiciones, al accionar ambos pulsadores (función de simultaneidad, mantiene las dos manos por fuera del sistema de compresión), éstos activan la señal (I1), por medio de un relé de enclavamiento se memoriza el impulso y que esperará la orden de reseteo, a partir de ese instante, el actuador sube, desconecta (I4) y activa (I3) que a su vez activa el relé temporizado que tarda el tiempo programado en caer.

Si en cualquier momento ocurriese un error o accidente, el botón de emergencia esta conectado al relé que activa el solenoide de bajada, anulando la función de temporizado y reseteando el relé de enclavamiento. En caso de desconectarse la energía, la lógica garantiza que el sistema del actuador se caiga.

El diseño de los mandos del sistema de tracción fueron diseñados ergonómicamente para un suave accionar, están colocados a 45° con respecto a la vertical, evitando problemas de túnel del Carpio, al estar la mano apoyada y descansada mientras desplaza la bandeja móvil y acciona los pulsadores. La altura de el sistema de tracción manual esta a una altura aproximada de (95cm), lo cual garantiza un buen promedio de altura para la

población colombiana, pudiendo graduarse esta misma mediante el correcto diseño de una plataforma para el operario.

El operario debe ser provisto por el empresario de los elementos mínimos de protección para el funcionamiento de la máquina, tales elementos son: guantes de cuero profesionales resistentes a altas temperaturas, gafas protectoras y tapa oídos.

7. PRESUPUESTO

Los costos de los diferentes elementos y accesorios que se utilizaron en la construcción de la Repujadora hidráulica semiautomatizada para la industria del calzado, se detallaran a continuación clasificándolos de acuerdo a sus funciones.

❖ Estructura (cuerpo, bancadas y soportes)

2 laminas de (120 x 120 cm) y espesor (6 mm)	355.000
4 ángulos en L (70 x 15 cm) y espesor (10 mm)	75.000
1 lamina de (40 x 35 cm) y espesor (15 mm)	60.000
1 lamina de (80 x 40 cm) y espesor (3 mm)	22.000
Laminas varias de refuerzo y separación.	123.000
Tornillos	240.000

	875.000

❖ Sistema Hidráulico (elementos y accesorios)

1 Actuador hidráulico	1.000.000
1 Bomba hidráulica de engranajes	515.000
1 Motor eléctrico de 3 Hp, trifásico	615.000
1 Válvula direccional 4/3 accionada por solenoide	415.000
1 Subplaca con válvula de seguridad incorporada	254 000
1 Válvula de secuencia	468.000
1 Válvula limitadora de presión	190.000
1 Campana	120.000
1 Acople	80.000
1 Manómetro	60.000

Mangueras de presión de 5/8"	80.000
Mangueras de presión de 3/8"	120.000
Accesorios y elementos	300.000

4.217.000

❖ Sistema de Compresión (bandejas y refuerzos)

1 Lamina (50 x 35 cm) y espesor (3/4")	75.000
1 Lamina (50 x 35 cm) y espesor (5/8")	60.000
1 Lamina (50 x 15 cm) y espesor (6 mm)	10.000
4 Rodamientos	18.000
2 manubrios	19.000
Laminas varias	40.000
3 bujes	50.000
3 ejes de alineamiento	20.000

292.000

❖ Sistema de Transferencia (Calor y Frío)

1 Lamina de Aluminio micro fundido (41 x 35 cm) y espesor (2.5")	400.000
1 Unidad condensadora	1.600.000
3 resistencias	12.000
1 termocupla	25.000
1 Lamina (41 x 35) y espesor (6 mm)	20.000
1 Lamina (41 x 35) y espesor (12 mm)	40.000
1 Disco diámetro (8.5") y espesor (2")	25.000

2.122.000

❖ **Sistema Eléctrico (elementos y accesorios)**

Logo Y Fuente	500.000
3 Finales de carrera	180.000
Pulsadores	40.000
Programación del PLC	50.000
Cables	20.000
Armario de mando	40.000
Reles	10.000
Otros accesorios	60.000

	900.000

❖ **procesos de maquinado y soldadura**

Cortes en plasma	400.000
Uniones con soldadura tipo MIG	500.000
Maquinados especiales	1.800.000
Tratamientos electro-químicos	200.000
Pintura y acabados	600.000

	3.500.000

❖ **papelería**

Fotocopias	30.000
Impresiones	100.000

	130.000

❖ **TOTAL**

12.036.000

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Finalizado el proceso de diseño, construcción, se concluyó que la máquina cumple con los requerimientos de equipos similares existentes en el mercado y hasta obtuvo mejorías en cuanto a la diversidad de procesos posibles en dicha máquina, por ejemplo el sistema dual de transferencia de calor, además, se obtuvo un equipo suave y silencioso, de fácil operación, que cumple con las necesidades del proceso.

Por la sencillez de los componentes del equipo, el mantenimiento necesario es básico y de fácil acceso para su realización. Se recomienda antes de usar el equipo tener en cuenta las advertencias y recomendaciones especificadas en el manual de operaciones y mantenimiento de la máquina. Ver Anexo J.

Los sistemas eléctricos de potencia y control, son reprogramables y quedaron con puertos libres, por si se quiere implementar mejoras, por ejemplo un sensor que mida la temperatura del aceite y haga funciones de control.

El diseño y sobre todo la construcción de cualquier equipo es un proceso bien instructivo para cualquier futuro ingeniero, ya que ahí es donde verdaderamente se logra comprender y apreciar que la ingeniería es una evolución y un desarrollo entrelazado de muchas ramas, en nuestro caso se puede apreciar el uso de diversas herramientas que se adquirieron a través del proceso de aprendizaje en la universidad como lo fueron: (diseño de máquinas, resistencia de materiales, transferencia de calor (Calor y Refrigeración), oleohidráulica, CNC, control lógico programable PLC etc....),

entre otros, llevados a una sola finalidad que es la de lograr un sistema semiautomatizado capaz de cumplir una o varias funciones específicas.

El costo del proyecto incluido el proceso ingenieril ascendió a \$ 18.000.000, de pesos, en comparación con el costo de las máquinas existentes es bastante inferior, además, posee la ventaja que se encuentran dos procesos de transferencia de calor (calor y frío), y la diversidad de procesos en un solo equipo es mayor, cosa que no existe en ningún otro equipo conocido, lo cual hace mucho más rentable la adquisición de nuestro equipo, por si fuera poco los elementos que conforman la máquina son de fácil adquisición por lo tanto, la reparación y mantenimiento es económica, rápida y sencilla. Todo esto conlleva a la creación de un entorno propicio para la creación de una empresa de diseño, desarrollo, fabricación y comercialización de equipos para el sector productivo del cuero de propiedad de los autores del proyecto.

Por ultimo, la experiencia que se obtuvo en este proceso fue enriquecedora por diversas razones, no todo lo que se idealiza en un diseño se puede lograr, ya sea por cuestiones de costos, que no se consigue en el mercado nacional o simplemente porque no existe dicho elemento, en nuestro caso el diseño original fue cambiando a medida que se fue desarrollando el proyecto por motivos económicos y la accesibilidad de los elementos; otro aspecto que no se puede pasar por alto es el de tener la capacidad de escuchar y aceptar los consejos de las personas que aunque no tengan muchos estudios, si tienen la experiencia y la sagacidad de resolver problemas en forma sencilla y eficiente.

BIBLIOGRAFÍA

CRANE, División de Ingeniería. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Mc. Graw Hill. 1987.

GOMEZ ORTIZ; Edgar, y SOLANO BECERRA; Eduardo. Diagnostico Empresarial Del Sector Del Cuero, Calzado Y Similares De Bucaramanga Y Su Área Metropolitana Y Propuesta Para Su Mejoramiento. Trabajo de Investigación. Universidad Santo Tomas, B/manga. 2004.

HERNÁNDEZ S. Campo Elías. Diseño y Construcción de Cilindros Hidráulicos. Proyecto de Grado UIS. Bucaramanga, 1989.

INCROPERA, Frank P. Fundamentos de Transferencia de Calor 4^a. ed. Prentice Hall, México, 1999.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS. Normas colombianas para la presentación de trabajos. Quinta actualización. Santafé de Bogotá D.C. ICONTEC, 2004.

MEDRANO ACOSTA, Juan Carlos y SANTOS VALDES, Leonardo. Diseño, Construcción y puesta en marcha de una Troqueladora Hidráulica Tipo Bandera (cap. 10 ton). Proyecto de Grado UIS. Bucaramanga, 1993.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Ed. Prentice Hall, México, 1999.

PITA, Edward G. Principios y sistemas de Refrigeración. Ed. Limusa Noriega Editores, México, 1998.

POMPER, Víctor. Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas. Ed. Blume. Barcelona, 1965.

REXROTH, Mannesmann, Fundamentos y Componentes de la Oleohidráulica. Derechos reservados.

ROJAS, Hernán. Diseño de máquinas II. Módulo 1. Ed. UIS, Bucaramanga, 1992.

SIEMENS. LOGO Manual. Ed. 06/ 2003.

SINGER, Ferdinand L. Resistencia de Materiales 4^a. Ed. Harla, México, 1994.

VICKERS, Manual De Oleohidráulica Industrial. Ed. Blume, Barcelona

ANEXO A

ANÁLISIS CAE DISEÑO MECÁNICO

1.1. "EMBOLO PRINCIPAL"

The model has a total mass of 46.96 lbm.

The model has a total volume of 165.46 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Solid"	"Acero 1045"	8.0, 8.0, 9.73	46.96	165.46	25264	13880

1.1.1. Mesh

"Mesh", associated with "EMBOLO PRINCIPAL" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 25264 nodes and 13880 elements.

1.2. "Environment"

"Environment" contains all loading conditions defined for "EMBOLO PRINCIPAL" in this scenario.

The following tables list local loads and supports applied to specific geometry.

1.2.1. Structural Loading

Name	Figures	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Pressure 2"	<u>A1.1</u>	Surface Pressure	1,500.0 psi	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

1.2.2. Structural Supports

Name	Figures	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Fixed Support"	<u>A1.2</u>	Fixed Surface	73,436.57 lbf	[-7.66 × 10 ⁻⁵ lbf x, -5.25 × 10 ⁻⁵ lbf y, -73,436.57 lbf z]	2,596.12 lbf·in	[-2,590.55 lbf·in x, -170.09 lbf·in y, 1.72 × 10 ⁻⁴ lbf·in z]

1.3. "Solution"

"Solution" contains the calculated response for "EMBOLO PRINCIPAL" given loading conditions

1.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	<u>A1.3</u>	"EMBOLO PRINCIPAL"	113.65 psi	18,028.99 psi	None
"Total Deformation"	<u>A1.4</u>	"EMBOLO PRINCIPAL"	0.0 in	2.8 × 10 ⁻³ in	None

"Maximum Principal Stress"	A1.5	"EMBOLO PRINCIPAL"	-11,358.18 psi	12,632.56 psi	None
----------------------------	----------------------	--------------------	----------------	---------------	------

1.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A1.6	"EMBOLO PRINCIPAL"	Safety Factor	2.5	None

1.3.3. Fatigue Results

Name	Fatigue Strength Factor	Type	Scale Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Fatigue Tool"	1.0	Zero Based	1.0	SN-Goodman	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10 ⁹

Name	Figure	Scope	Type	Design Life	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Life"	None	"EMBOLO PRINCIPAL"	Life		1,000,000.0	1,000,000.0	None
"Safety Factor"	A1.7	"EMBOLO PRINCIPAL"	Safety Factor	1.0×10 ⁸	1.2	15.0	None

2. Scenario 2

2.1. "CAMISA PRINCIPAL"

The bounding box for the model measures 9.0 by 9.0 by 8.15 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 30.65 lbm.

The model has a total volume of 107.99 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Solid"	"Acero 1010 CR"	9.0, 9.0, 8.15	30.65	107.99	11126	5831

2.1.1. Mesh

"Mesh", associated with "CAMISA PRINCIPAL" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 11126 nodes and 5831 elements.

2.2. "Environment"

2.2.1. Structural Loading

Name	Figures	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
------	---------	------	-----------	--------	----------------	-----------------------	-----------------	------------------------

"Pressure"	A2.1	Surface Pressure	3,000.0 psi	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
------------	----------------------	------------------	-------------	-----	-----	-----	-----	-----

2.2.2. Structural Supports

Table 2.2.2.1. Structural Supports

Name	Figures	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Fixed Support"	A2.2	Fixed Surface	8.98×10^2 lbf	[2.94×10^{-4} lbf x, - 2.29×10^{-5} lbf y, 8.98×10^{-2} lbf z]	3.6×10^2 lbf·in	[8.83×10^{-3} lbf·in x, 3.49×10^{-2} lbf·in y, 7.58×10^{-4} lbf·in z]

2.3. "Solution"

2.3.1. Structural Results

Table 2.3.1.1. Values

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	A2.3	"CAMISA PRINCIPAL"	3,395.68 psi	35,376.53 psi	None
"Total Deformation"	A2.4	"CAMISA PRINCIPAL"	0.0 in	3.7×10^{-3} in	None
"Maximum Principal Stress"	A2.5	"CAMISA PRINCIPAL"	-10,033.02 psi	50,577.68 psi	None

2.3.2. Equivalent Stress Safety

Table 2.3.2.1. Definition

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Table 2.3.2.2. Results

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A2.6	"CAMISA PRINCIPAL"	Safety Factor	1.24	None

9.1. "Repujadora Completa"

The model has a total mass of 541.54 lbm.

The model has a total volume of 1,907.99 in³.

9.1.2. Mesh

"Mesh"(Figure [A8.1](#)) , associated with "Repujadora Completa" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 60446 nodes and 26743 elements.

9.2. "Environment"

9.2.1. Structural Loading

Table 9.2.1.1. Structural Loads

Name	Figures	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
------	---------	------	-----------	--------	----------------	-----------------------	-----------------	------------------------	-------------------

									r	
"Force"	<u>A9.2</u>	Surface Force	70,000.0 lbf	$[-1.55 \times 10^{11}$ lbf x, 7.77×10^{12} lbf y, -70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"CILINDRO ACOPLADO.asm: 1, SOPORTE CILINDRO INFERIOR.par: 1"
"Force 2"	<u>A9.3</u>	Surface Force	70,000.0 lbf	$[1.17 \times 10^{11}$ lbf x, - 1.17×10^{11} lbf y, 70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"Cajon superior.par: 1"

9.2.2. Structural Supports

Table 9.2.2.1. Structural Supports

Name	Figures	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	<u>A9.4</u> , <u>A9.5</u>	Fixed Surface	2.19×10^{12} lbf (not updated)	$[-6.32 \times 10^4$ lbf x, - 1.21×10^{-3} lbf y, -0.02 lbf z] (not updated)	3,036.14 lbf-in (not updated)	$[-634.3$ lbf-in x, -2,964.05 lbf-in y, 173.82 lbf-in z] (not updated)	"Baseestructura.par: 2" and "Baseestructura.par: 1"
Weak Springs	N/A	N/A	2.2×10^{12} lbf (not updated)	$[6.2 \times 10^{-4}$ lbf x, 1.21×10^{-3} lbf y, 0.02 lbf z] (not updated)	N/A	N/A	N/A

9.3. "Solution"

9.3.1. Structural Results

Table 9.3.1.1. Values

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	All Bodies In "Repujadora Completa"	0.51 psi	68,045.54 psi	None
"Total Deformation"	All Bodies In "Repujadora Completa"	0.0 in	4.62×10^{-2} in	None

Convergence tracking not enabled.

9.3.2. Equivalent Stress Safety

Table 9.3.2.1. Definition

Name	Stress Limit

Convergence tracking not enabled.

9.3.3. Fatigue Results

Table 9.3.3.1. Definition

Name	Fatigue Strength Factor	Type	Scale Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Fatigue Tool"	1.0	Zero Based	0.5	SN-Goodman	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

Table 9.3.3.4. Results

Name	Scope	Type	Design Life	Minimum	Maximum	Alert Criteria

"Life"	All Bodies In "Repujadora Completa"	Life		116,560.4 (not updated)	1,000,000.0 (not updated)	None
"Safety Factor"	All Bodies In "Repujadora Completa"	Safety Factor	1.0×10 ⁹	0.68 (not updated)	15.0 (not updated)	None

Convergence tracking not enabled.

10. Scenario 10

10.1. "Bandeja y ejes"

"Plantilla.par: 1" was suppressed. Suppressed parts do not effect the results in this scenario in any way.

The bounding box for all positioned bodies in the model measures 19.69 by 13.78 by 14.54 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 88.76 lbm.

The model has a total volume of 312.73 in³.

Table 10.1.1. Bodies

Name	Material	<u>Bounding Box</u> (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Bandeja Principal.par: 1"	"Acero HR"	19.69, 13.78, 2.75	82.62	291.08	14935	8005
"ejepandeo.par: 1"	"Acero HR"	1.0, 1.0, 13.78	3.07	10.82	2072	385
"ejepandeo.par: 2"	"Acero HR"	1.0, 1.0, 13.78	3.07	10.82	2072	385

Table 10.1.2. Body Groupings

Name	Body Names	<u>Bounding Box</u> (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
------	------------	--------------------------	------------	---------------------------	-------	----------

10.1.1. Contact

"Contact" uses a tolerance of 0.0 for automatic detection.

Table 10.1.1.1. Contact Conditions

Name	Type	Associated Bodies	Scope	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior	Formulation	Thermal Conductance	Pinball Region
"Contact Region"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 1" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face , Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 2" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face , Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 3" (Suppressed)	<u>No Separation</u>	"Plantilla.par: 1" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face , Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled

10.1.2. Mesh

"Mesh", associated with "Bandeja y ejes" has an overall relevance of 0.
 "Mesh" contains 19079 nodes and 8775 elements.

No mesh controls specified.

10.2. "Environment"

10.2.1. Structural Loading

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Force"	Surface Force	90,000.0 lbf	[0.0 lbf x, 0.0 lbf y, 90,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A	"Bandeja Principal.par: 1"

10.2.2. Structural Supports

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	Fixed Surface	90,000.0 lbf	$[-8.75 \times 10^{-5}$ lbf x, 2.67×10^{-9} lbf y, $-90,000.0$ lbf z]	18,862.32 lbf-in	$[-15,067.22$ lbf-in x, $11,347.5$ lbf-in y, 2.21×10^{-4} lbf-in z]	"Bandeja Principal.par: 1", "ejepandeo.par: 2" and "ejepandeo.par: 1"

10.3. "Solution"

10.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Total Deformation"	A10.1	Surface(s) on "Bandeja Principal.par: 1"	5.44×10^{-5} in	1.61×10^{-4} in	None
"Equivalent Stress"	A10.2	All Bodies In "Bandeja y ejes"	3.61×10^2 psi	10,358.15 psi	None

10.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A10.3	All Bodies In "Bandeja y ejes"	Safety Factor	3.5	None

11. Scenario 11

11.1. "Bandeja principal con ejes de deslizamiento"

"

The **bounding box** for all positioned bodies in the model measures 19.69 by 13.78 by 15.33 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 91.21 lbm.

The model has a total volume of 321.36 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Bandeja Principal.par: 1"	"Acero HR"	19.69, 13.78, 2.75	82.65	291.21	11701	5862
"ejepandeo.par: 1"	"Acero HR"	1.0, 1.0, 13.78	3.03	10.68	2775	1646
"ejepandeo.par: 2"	"Acero HR"	1.0, 1.0, 13.78	3.03	10.68	2775	1646
"Plantilla.par: 1"	"Torn. Grado 8"	2.38, 4.73, 0.79	2.49	8.79	453	64

Name	Body Names	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
------	------------	-------------------	------------	---------------------------	-------	----------

11.1.1. Contact

"Contact" uses a tolerance of 0.0 for automatic detection.

Name	Type	Associated Bodies	Scope	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior	Formulation	Thermal Conductance	Pinball Region
"Contact Region 1"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 1" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face / Face	Program Controlled	Manual	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 2" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face / Face	Program Controlled	Manual	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 3"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 1" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face / Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 4"	<u>Bonded</u>	"ejepandeo.par: 2" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face / Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 5"	<u>No Separation</u>	"Plantilla.par: 1" and "Bandeja Principal.par: 1"	Face / Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled

11.1.2. Mesh

"Mesh", associated with "Bandeja principal con ejes de deslizamiento" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 17704 nodes and 9218 elements.

No mesh controls specified.

11.2. "Environment"

11.2.1. Structural Loading

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Force"	Surface Force	70,000.0 lbf	[0.0 lbf x, 0.0 lbf y, 70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A	"Bandeja Principal.par: 1"

11.2.2. Structural Supports

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	Fixed Surface	70,000.0 lbf	$[-2.62 \times 10^{-4}$ lbf x, 1.52×10^{-4} lbf y, -70,000.0 lbf z]	18,521.45 lbf-in	[4,653.48 lbf-in x, -17,927.2 lbf-in y, -67.77 lbf-in z]	"ejepandeo.par: 1", "ejepandeo.par: 2" and "Plantilla.par: 1"
Weak Springs	N/A	3.8×10^{-4} lbf	$[7.48 \times 10^{-5}$ lbf x, - 1.76×10^{-4} lbf y, - 3.28×10^{-4} lbf z]	N/A	N/A	N/A

11.3. "Solution"

11.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	A11.1	"Bandeja Principal.par: 1", "ejepandeo.par: 1" and "ejepandeo.par: 2"	6.75×10^{-2} psi	29,031.22 psi	None
"Total Deformation"	A11.2	"ejepandeo.par: 1", "Bandeja Principal.par: 1" and "ejepandeo.par: 2"	0.0 in	1.29×10^{-2} in	None

11.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert
------	--------	-------	------	---------	-------

					Criteria
"Stress Tool"	A11.3	"Bandeja Principal.par: 1", "ejepandeo.par: 1" and "ejepandeo.par: 2"	Safety Factor	1.25	None

12. Scenario 12

12.1. "Bancada superior"

The bounding box for the model measures 7.87 by 15.28 by 12.01 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 44.25 lbm.

The model has a total volume of 155.89 in³.

Table 12.1.1. Bodies

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Cajon superior.par"	"Acero HR"	7.87, 15.28, 12.01	44.25	155.89	9016	4386

12.1.1. Mesh

"Mesh" contains 9016 nodes and 4386 elements.

No mesh controls specified.

12.2. "Environment"

Table 12.2.1.1. Structural Loads

Name	Figures	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Force"	A12.1	Surface Force	70,000.0 lbf	[0.0 lbf x, 0.0 lbf y, 70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A

12.2.2. Structural Supports

Table 12.2.2.1. Structural Supports

Name	Figures	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Fixed Support"	A12.2	Fixed Surface	70,000.0 lbf	[5.78×10^{-5} lbf x, -5.35×10^{-5} lbf y, -70,000.0 lbf z]	7,038.02 lbf-in	[3,960.34 lbf-in x, 5,818.02 lbf-in y, 1.75×10^{-4} lbf-in z]

12.3. "Solution"

"Solution" contains the calculated response for "Bancada superior" given loading conditions defined in "Environment".

It was selected that the program would choose the solver used in this solution.

12.3.1. Structural Results

Table 12.3.1.1. Values

"Maximum Principal Stress"	A12.3 , A12.4	"Bancada superior"	-5,656.2 psi	19,363.93 psi	None
"Total Deformation"	A12.5 , A12.6	"Bancada superior"	0.0 in	9.25×10^{-3} in	None
"Equivalent Stress"	A12.7	"Bancada superior"	509.24 psi	19,227.94 psi	None

Convergence tracking not enabled.

12.3.2. Equivalent Stress Safety

Table 12.3.2.1. Definition	
Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Table 12.3.2.2. Results					
Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A12.8, A12.9	"Bancada superior"	Safety Factor	1.89	None

Convergence tracking not enabled.

13. Scenario 13

13.1. "Bancada Inferior completa"

The bounding box for all positioned bodies in the model measures 15.75 by 13.0 by 12.47 in along

The model has a total mass of 109.91 lbm.

The model has a total volume of 387.25 in³.

13.1.1. Contact

"Contact" uses a tolerance of 0.0 for automatic detection.

13.1.2. Mesh

"Mesh", associated with "Bancada Inferior completa" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 41525 nodes and 20041 elements.

13.2. "Environment"

13.2.1. Structural Loading

Table 13.2.1.1. Structural Loads								
Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Force"	Surface Force	70,000.0 lbf	[7.77×10^{-12} lbf x, 7.77×10^{-12} lbf y, -70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A	"SOPORTE CILINDRO INFERIOR.par: 1"

13.2.2. Structural Supports

Table 13.2.2.1. Structural Supports						
Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	Fixed Surface	69,999.99 lbf	[-4.18×10^{-4} lbf x, - 4.5×10^{-5} lbf y, 69,999.99 lbf z]	12,504.25 lbf·in	[8,075.25 lbf·in x, -9,547.07 lbf·in y, -1.23 lbf·in z]	"SOPORTE CILINDRO SUPERIOR.par: 1"
Weak Springs	N/A	1.33×10^2 lbf	[-4.57×10^{-5} lbf x, - 1.74×10^{-6} lbf y, 1.33×10^2 lbf z]	N/A	N/A	N/A

13.3. "Solution"

"Solution" contains the calculated response for "Bancada Inferior completa" given loading conditions defined in "Environment".

It was selected that the program would choose the solver used in this solution.

One or more bodies may be underconstrained and experiencing rigid body motion. Weak springs have been added to attain a solution.

13.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	A13.1	"SOPORTE CILINDRO INFERIOR.par: 1", "ESPARRAGO1.par: 2", "ESPARRAGO1.par: 3", "ESPARRAGO1.par: 1", "ESPARRAGO1.par: 8", "ESPARRAGO1.par: 7", "ESPARRAGO1.par: 6", "ESPARRAGO1.par: 5", "ESPARRAGO1.par: 4", "TUERCA	143.37 psi	63,671.45 psi	None
"Total Deformation"	A13.2	All Bodies In "Bancada Inferior completa"	0.0 in	1.97 × 10 ⁻² in	None

13.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A13.3	"SOPORTE CILINDRO INFERIOR.par: 1"	Safety Factor	1.94	None

16. Scenario 16

16.1. "Bandeja Móvil"

The bounding box for the model measures 19.69 by 13.78 by 0.63 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 47.97 lbm.

The model has a total volume of 169.02 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"Bandeja Móvil.par"	"Acero HR"	19.69, 13.78, 0.63	47.97	169.02	5246	2869

16.1.1. Mesh

"Mesh" contains 5246 nodes and 2869 elements.

No mesh controls specified.

16.2. "Environment"

16.2.1. Structural Loading

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Force"	Surface Force	70,000.0 lbf	[0.0 lbf x, 0.0 lbf y, 70,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A

16.2.2. Structural Supports

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Fixed Support"	Fixed Surface	70,000.0 lbf	[4.33×10^{-6} lbf x, -4.31×10^{-6} lbf y, $-70,000.0$ lbf z]	41,405.6 lbf-in	[-35,563.3 lbf-in x, 21,205.57 lbf-in y, 3.57×10^{-5} lbf-in z]

16.3. "Solution"

16.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	A16.1	"Bandeja Móvil"	35.27 psi	636.58 psi	None
"Total Deformation"	A16.2	"Bandeja Móvil"	0.0 in	9.43×10^{-6} in	None

Convergence tracking not enabled.

16.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A16.3	"Bandeja Móvil"	Safety Factor	15.0	None

Convergence tracking not enabled.

17. Scenario 17

17.1. "Tirante Bancada Inferior"

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"ESPARRAGO1.par"	" <u>Torn. Grado 8</u> "	1.0, 1.0, 12.47	1.15	4.05	1345	654

17.1.1. Mesh

"Mesh", associated with "Tirante Bancada Inferior" has an overall relevance of 80. "Mesh" contains 1345 nodes and 654 elements.

No mesh controls specified.

17.2. "Environment"

17.2.1. Structural Loading

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Force"	Surface Force	5,000.0 lbf	[0.0 lbf x, 0.0 lbf y, -5,000.0 lbf z]	N/A	N/A	N/A	N/A

17.2.2. Structural Supports

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector
"Fixed Support"	Fixed Surface	4,998.85 lbf	[-1.31 × 10 ⁻⁶ lbf x, -3.19 × 10 ⁻⁶ lbf y, 4,998.85 lbf z]	0.03 lbf·in	[-9.53 × 10 ⁻³ lbf·in x, -3.13 × 10 ⁻² lbf·in y, 2.37 × 10 ⁻⁶ lbf·in z]

17.3. "Solution"

"Solution" contains the calculated response for "Tirante Bancada Inferior" given loading conditions defined in "Environment".

It was selected that the program would choose the solver used in this solution.

17.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Maximum Principal Stress"	A17.1	"Tirante Bancada Inferior"	-323.46 psi	15,430.16 psi	None
"Total Deformation"	A17.2	"Tirante Bancada Inferior"	0.0 in	3.41 × 10 ⁻³ in	None
"Equivalent Stress"	None	"Tirante Bancada Inferior"	167.37 psi	16,070.09 psi	None

17.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	"Tirante Bancada Inferior"	Safety Factor	8.09	None

17.3.3. Fatigue Results

Name	Fatigue Strength Factor	Type	Scale Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Fatigue Tool"	1.0	Zero Based	1.0	SN-Goodman	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10^9

Name	Scope	Type	Design Life	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Life"	"Tirante Bancada Inferior"	Life		1,000,000.0	1,000,000.0	None
"Safety Factor"	"Tirante Bancada Inferior"	Safety Factor	1.0×10^8	1.9	15.0	None

A19. Definition of "Acero HR"

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.9×10^7 psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	0.28 lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	6.67×10^{-6} 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	8.09×10^{-4} BTU/s.in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.1 BTU/lbm. °F

Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	36,259.45 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	66,717.38 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	36,259.45 psi

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	159,541.56 psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.42
Mass Density	Temperature-Independent	3.43×10^{-2} lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	1.28×10^{-4} 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	3.74×10^{-6} BTU/s.in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	7.06×10^{-2} BTU/lbm. °F

Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	3,625.94 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	4,786.25 psi

A21. Definition of "Aluminum Alloy"

Name	Type	Value	Temperature
------	------	-------	-------------

Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	1.03 × 10 ⁷ psi	
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.33	
Mass Density	Temperature-Independent	0.1 lbm/in ³	
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	1.28 × 10 ⁻⁵ 1/°F	
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	1.52 × 10 ⁻³ BTU/s-in. °F	-148.0 °F
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	1.93 × 10 ⁻³ BTU/s-in. °F	32.0 °F
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	2.21 × 10 ⁻³ BTU/s-in. °F	212.0 °F
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	2.34 × 10 ⁻³ BTU/s-in. °F	392.0 °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.21 BTU/lbm. °F	

Table A21.2. "Aluminum Alloy" Stress Limits

Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	40,610.58 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	44,961.71 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	40,610.58 psi

A22. Definition of "Torn. Grado 8"

Table A22.1. "Torn. Grado 8" Properties

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.9 × 10 ⁷ psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	0.28 lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	6.67 × 10 ⁻⁶ 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	8.09 × 10 ⁻⁴ BTU/s-in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.1 BTU/lbm. °F

Table A22.2. "Torn. Grado 8" Stress Limits

Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	130,000.0 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	150,000.0 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	130,000.0 psi

A23. Definition of "Acero 1010 CR"

Table A23.1. "Acero 1010 CR" Properties

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.9 × 10 ⁷ psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	0.28 lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	6.67 × 10 ⁻⁶ 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	8.09 × 10 ⁻⁴ BTU/s-in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.1 BTU/lbm. °F

Table A23.2. "Acero 1010 CR" Stress Limits

Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	44,000.0 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	53,000.0 psi

Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	44,000.0 psi
----------------------------	-------------------------	--------------

"

A24. Definition of "Acero 1045"

Table A24.1. "Acero 1045" Properties		
Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.9×10^7 psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	0.28 lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	6.67×10^{-6} 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	8.09×10^{-4} BTU/s-in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.1 BTU/lbm- °F

Table A24.2. "Acero 1045" Stress Limits		
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	45,000.0 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	82,000.0 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	45,000.0 psi

A25. Definition of "Acero 4340"

Table A25.1. "Acero 4340" Properties		
Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.9×10^7 psi
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	0.28 lbm/in ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	6.67×10^{-6} 1/°F
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	8.09×10^{-4} BTU/s-in. °F
Specific Heat	Temperature-Independent	0.1 BTU/lbm- °F

Table A25.2. "Acero 4340" Stress Limits		
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	124,000.0 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	140,000.0 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	124,000.0 psi

A26. Definition of "Acero A36 CR"

Table A26.2. "Acero A36 CR" Stress Limits		
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	36,259.45 psi
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	66,717.38 psi
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	36,259.45 psi
Compressive Ultimate Strength	Temperature-Independent	0.0 psi

ANEXO B.

ANÁLISIS CAE DISEÑO TÉRMICO

4. Scenario 3

4.1. "Bandeja Completa-frío"

The bounding box for all positioned bodies in the model measures 16.14 by 13.78 by 5.21 in along the global x, y and z axes, respectively.

The model has a total mass of 129.29 lbm.

The model has a total volume of 803.19 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"BANALUMINIOWDOWN.par: 1"	" <u>Aluminum Alloy</u> "	16.14, 13.78, 2.11	45.61	455.42	28998	19172
"BANALUMINIOUP.par: 1"	" <u>Aluminum Alloy</u> "	16.14, 13.78, 0.39	8.2	81.83	6488	3290
"soporte superior.par: 1"	" <u>Structural Steel</u> "	16.14, 13.78, 0.47	29.75	104.83	3503	457
"REFUERZO BANDEJA TRANSFERENCIA.par: 1"	" <u>Structural Steel</u> "	16.14, 13.78, 0.24	14.89	52.45	3895	1838
"REDONDO SUPERIOR.par: 1"	" <u>Structural Steel</u> "	9.0, 9.0, 2.0	30.84	108.66	3375	1902

4.1.2. Mesh

"Mesh", associated with "Bandeja Completa-frío" has an overall relevance of 0.

"Mesh" contains 46259 nodes and 26659 elements.

4.2. "Environment"

4.2.1. Thermal Loading

Name	Type	Ambient Temperature	Film Coefficient	Reaction	Associated Bodies
"Convection"	Constant	104.0 °F	1.7×10^{-5} BTU/s·in ² ·°F	2.97 BTU/s	"BANALUMINIOWDOWN.par: 1", "BANALUMINIOUP.par: 1", "soporte superior.par: 1", "REFUERZO BANDEJA TRANSFERENCIA.par: 1" and "REDONDO SUPERIOR.par: 1"

Name	Description	Value	Associated Bodies
"Heat Flow"	Surface Heat Flow	-0.95 BTU/s	"BANALUMINIOWDOWN.par: 1"
"Heat Flow 2"	Surface Heat Flow	-0.95 BTU/s	"BANALUMINIOUP.par: 1"

4.3. "Solution"

4.3.1. Thermal Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Temperature"	A3.1	All Bodies In "Bandeja Completa-frío"	0.57 °F	21.75 °F	None
"Total Heat Flux"	None	All Bodies In "Bandeja Completa-frío"	3.92×10^{-4} BTU/s·in ²	2.33×10^{-2} BTU/s·in ²	None

Convergence tracking not enabled.

5. Scenario 4

5.1. "Bandeja Completa-Calor"

The model has a total mass of 129.29 lbm.
The model has a total volume of 803.19 in³.

Name	Material	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
"BANALUMINIOWDOWN.par: 1"	"Aluminum Alloy"	16.14, 13.78, 2.11	45.61	455.42	28998	19172
"BANALUMINIOWUP.par: 1"	"Aluminum Alloy"	16.14, 13.78, 0.39	8.2	81.83	6488	3290
"soporte superior.par: 1"	"Structural Steel"	16.14, 13.78, 0.47	29.75	104.83	3503	457
"REFUERZO BANDEJA TRANSFERENCIA.par: 1"	"Structural Steel"	16.14, 13.78, 0.24	14.89	52.45	3895	1838
"REDONDO SUPERIOR.par: 1"	"Structural Steel"	9.0, 9.0, 2.0	30.84	108.66	3375	1902

Table 5.1.2. Body Groupings

Name	Body Names	Bounding Box (in)	Mass (lbm)	Volume (in ³)	Nodes	Elements
------	------------	-------------------	------------	---------------------------	-------	----------

5.1.2. Mesh

"Mesh", associated with "Bandeja Completa-Calor" has an overall relevance of 0.
"Mesh" contains 46259 nodes and 26659 elements.

No mesh controls specified.

5.2. "Environment"

5.2.1. Thermal Loading

Name	Type	Ambient Temperature	Film Coefficient	Reaction	Associated Bodies
"Convection"	Constant	82.4 °F	1.36×10^{-5} BTU/s·in ² ·°F	- 1.42 BTU/s	"BANALUMINIOWDOWN.par: 1" and "BANALUMINIOWUP.par: 1"

Table 5.2.1.2. Thermal Loads

Name	Description	Value	Associated Bodies
"Heat Flow"	Surface Heat Flow	1.42 BTU/s	"BANALUMINIOWDOWN.par: 1"

5.3. "Solution"

5.3.1. Thermal Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Temperature"	A4.1	All Bodies In "Bandeja Completa-Calor"	255.23 °F	266.41 °F	None
"Total Heat Flux"	None	All Bodies In "Bandeja Completa-Calor"	1.12×10^{-6} BTU/s·in ²	2.77×10^{-2} BTU/s·in ²	None

ANEXO C

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES Y PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DIRECCIONAL Y SUBPLACA CON VÁLVULA DE SEGURIDAD

Mobile Application: Hydraulic Directional Control Valves
SWH-G02 Mobile application Series

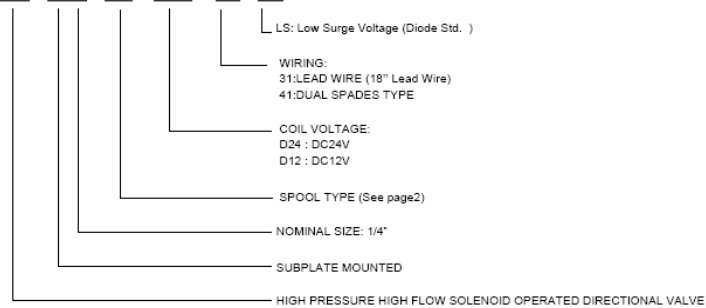


PERFORMANCE SPECIFICATION

Mounting Pattern	ISO 03 / NFPA D03 / Cetop 03/NG 06
Maximum Operating Pressure	315 kgf/cm ² (4500 PSI)
Maximum Tank Line Back Pressure	160 kgf/cm ² (2300 PSI)
Current	2.6A (DC 12V)
	1.3A (DC 24V)
Power Consumption	28.8 Watts
Insulation	Class H
Surge Protection	(Option) Built-in Diode, Surge Voltage < 1 voltage
Fluid Viscosity	10 ~ 1000 Cst
Permissible Contamination Level	With NAS 1638 Class 12(ISO 21/18)
Operation Fluid and Temperature	Mineral Oil(Anti-Water) -25°C~+90°C (-13°F~+194°F)
Vibration Tolerance	JIS D1601 Type-3 Class-D Stage-7 @ 0.4mm(0.016 inch) displacement @ 6.8G @ 66.7 HZ * 3 Directions
Waterproof Tolerance	JIS D0203 S2 & JIS D 0203 D2(equivalent to IP67) To immerse in 30°C (86°F) water @ 100mm(3.94inch) in 10 minutes
Maximum Frequency of Operation	250 cycles/minute
Response Time	≤ 50 msec on
	≤ 100 msec off
Corrosion Resistance Treatment	Zinc Phosphate Compound
Weight	Single Solenoid approx. 1.5kg(3.3Lbs.)
	Double Solenoid approx. 2.0kg(4.4Lbs.)

HOW TO ORDER

SWH - G02 - C2 - D24 - 31 - LS



POOL TYPE

	TYPE	GRAPHIC SYMBOLS	APPLICATION	TYPE	GRAPHIC SYMBOLS	
THREE POSITION SPRING CENTERED	C2		TWO POSITION WITHOUT SPRING WITHOUT CENTERING	N2		
	C3			N3		
	C4			D2		
	C40		TWO POSITION DETENT	D3		
	C5			B2		
	C6			B3		
	C60		TWO POSITION SPRING OFFSET (SOLENOID B)	B20		
	C7			B2S		
	C8			B3S		
	C9		TWO POSITION SPRING OFFSET (SOLENOID A)	B20S		
	TWO POSITION SPRING OFFSET (SOLENOID B)	C2B			C2BS	
		C3B			C3BS	
C4B				C4BS		
C40B				C40BS		
C5B				C5BS		
C6B				C6BS		
C60B				C60BS		
C7B				C7BS		
C8B				C8BS		
C9B				C9BS		
C5SB				THREE POSITION SPRING CENTERED	C5S	
C8SB			C8S			
C9SB		C9S				

PORT INTERCONNECTION:

- WITH SOLENOID "A" ENERGIZED P- >A B- >T
- WITH SOLENOID "B" ENERGIZED P- >B A- >T
- BUT PORT INTERCONNECTIONS ARE REVERSED FOR C5, C6, C60 TYPE.

PRESSURE DROP AND PERFORMANCE CURVES

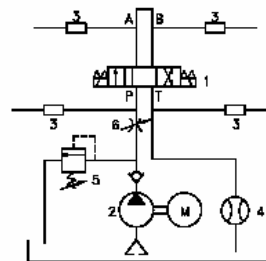
TEST SYSTEMS

1. Testing Valve
2. Pump
3. Pressure Sensor
4. Flow Sensor
5. Relief Valve
6. Throttle Valve

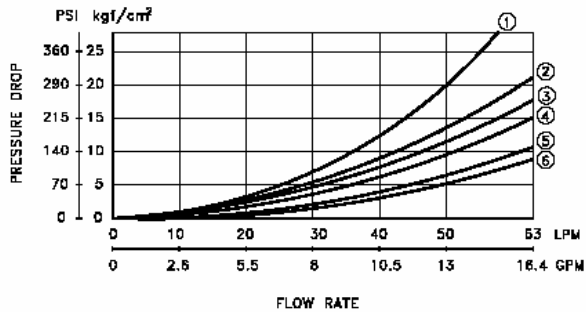
TEST CONDITIONS

Pressure:70kgf/cm² (1000PSI)
Flow Rate:63 LPM (16.8GPM)
Viscosity: 35 CST

TEST CIRCUIT



PERFORMANCE CURVES



SPOOL TYPE	PRESSURE DROP CURVE NUMBER				
	P→A	B→T	P→B	A→T	P→T
C2	5	5	5	5	-
C3	6	6	6	6	4
C4	5	6	5	6	-
C40	5	5	5	5	-
C5	2	2	2	2	4
C6	1	1	1	1	4
C60	1	1	1	1	3
C7	6	5	6	5	-
C8	5	5	5	6	-
C9	6	5	5	5	-
D2	5	5	5	5	-
D3	5	3	5	3	-
B2	4	5	4	5	-
B3	3	3	5	5	-
B20	2	-	5	-	-
B2S	4	5	4	5	-
B3S	5	5	3	3	-
B20S	5	-	2	-	-

CONTRAST CHART BETWEEN FACTORS AND VISCOSITIES

VISCOSITY	CST	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	SSU		77	98	141	186	232	278	324	371	417
FACTOR (G)		0.81	0.87	0.96	1.03	1.09	1.14	1.19	1.23	1.27	1.30

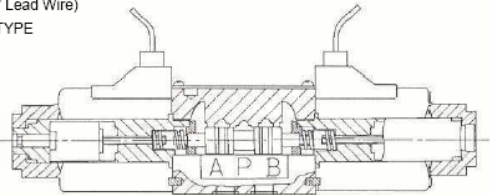
The pressure drop ($\Delta P'$) can be obtained from the formula
 $\Delta P' = \Delta p(G'/0.85)$ for other specific gravity(G').

INSTALLATION DIMENSIONS

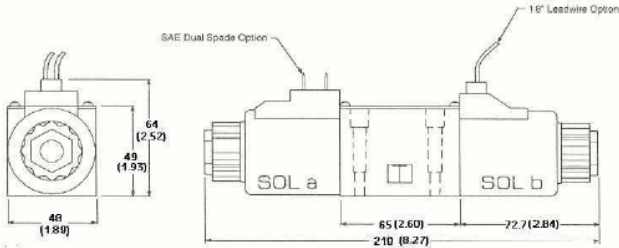
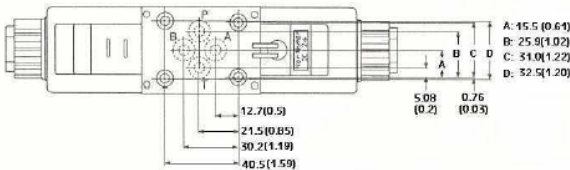
SWH-G02-C ** - **** -** -**
 Models with 31:LEAD WIRE (18" Lead Wire)
 41:DUAL SPADES TYPE

Mounting surface: ISO 4401-AB-03-4-A

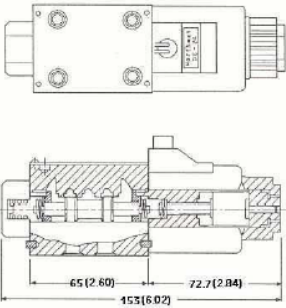
UNIT: mm(inch)
 WEIGHT: 2.0kgs (4.4 lbs)



DOUBLE SOLENOID DIMENSIONS



SWH-G02-B ** - **** -** -**



RESULT OF MEASUREMENTS

TEST SYSTEMS

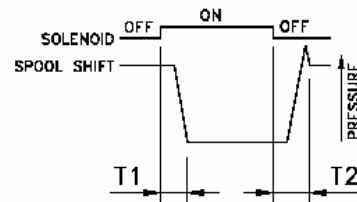
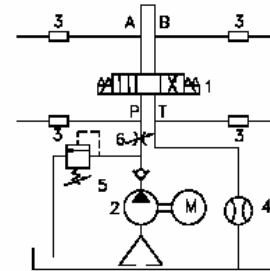
1. Testing Valve
2. Pump
3. Pressure Sensor
4. Flow Sensor
5. Relief Valve
6. Throttle Valve

TEST CONDITIONS

Pressure: 140 kgf/cm² (2000 PSI)
 flow Rate: 30 LPM (8 GPM)
 viscosity: 35 CST

MODEL	SHIFT OVER TIME (SEC)	
	T1	T2
SWH-G02-AC SERIES	0.01-0.04	0.02-0.04
SWH-G02-DC SERIES	0.02-0.06	0.02-0.04
SWH-G02-RF SERIES	0.02-0.06	0.02-0.04

TEST CIRCUIT



LS OPTION

Electrical Surge Control Model

LS OPTION

Valve model: SWH-G02-***-D ** - ** -LS

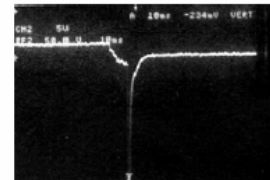
FEATURES

- Suppresses the surge voltage.
- Eliminates sparks between relay contacts.
- Extends the life of the relay contact.

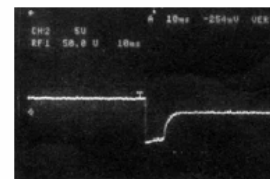
EFFECTS

- Improves the reliability of the control relay.
- Extends the life of conventional relays.
- Can be operated with a miniature relay.
- The RAC rectifier built-in DC model eliminate sparks at the control relay contact. It can be directly operated with a PLC (programmable logic controller).

Electrical surge waveform standard DC solenoid.



Electrical surge controlled DC solenoid

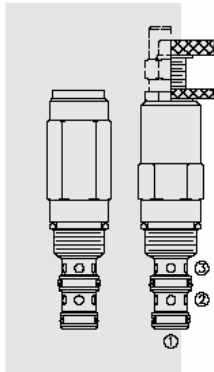


ANEXO D.

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES Y PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE SECUENCIA

PRESSURE CONTROLS

PS10-30 Sequence, Internal Pilot & Drain



DESCRIPTION

A screw-in, cartridge-style, direct-acting, spool-type, hydraulic sequence valve with internal pilot and spring chamber drain, designed to direct flow to a secondary circuit once a pre-determined pressure level is attained in the primary circuit.

OPERATION

In its steady state, the PS10-30 blocks flow at ①, while allowing flow to pass from ② to ③.

On attainment of a pre-determined pressure at ①, the cartridge shifts to open ① to ②.

FEATURES

- Adjustments cannot be backed out of the valve.
- Adjustments prohibit springs from going solid.
- Optional spring ranges to 144.8 bar (2100 psi).
- Hardened spool and cage for long life.
- Industry common cavity.

RATINGS

Operating Pressure: 207 bar (3000 psi)

Flow: See Performance Chart

Internal Leakage ① to ②: 82 cc/minute (5 cu. in./minute) max. to 85% of nominal setting

Standard Spring Ranges:

- 2.8 to 27.6 bar (40 to 400 psi);
- 14.5 to 144.8 bar (210 to 2100 psi)

Temperature: -40 to 120°C with standard Buna seals

Filtration: See page 9.010.1

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 7.4 to 420 cSt (50 to 2000 ssu)

Installation: No restrictions; See page 9.020.1

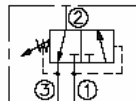
Cavity: VC10-3; See page 9.110.1

Cavity Tool: CT10-3XX; See page 8.600.1

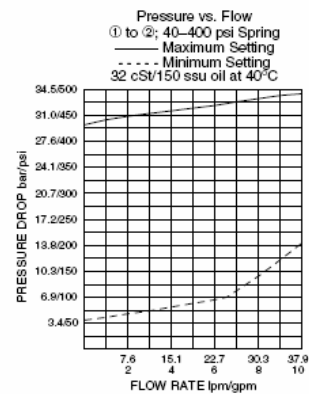
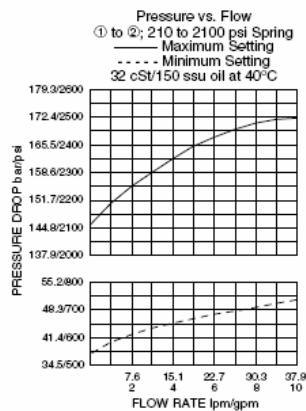
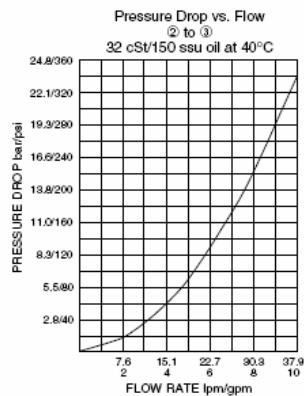
Seal Kit: SK10-3X-BB; See page 8.650.1

SYMBOLS

USAS/ISO:

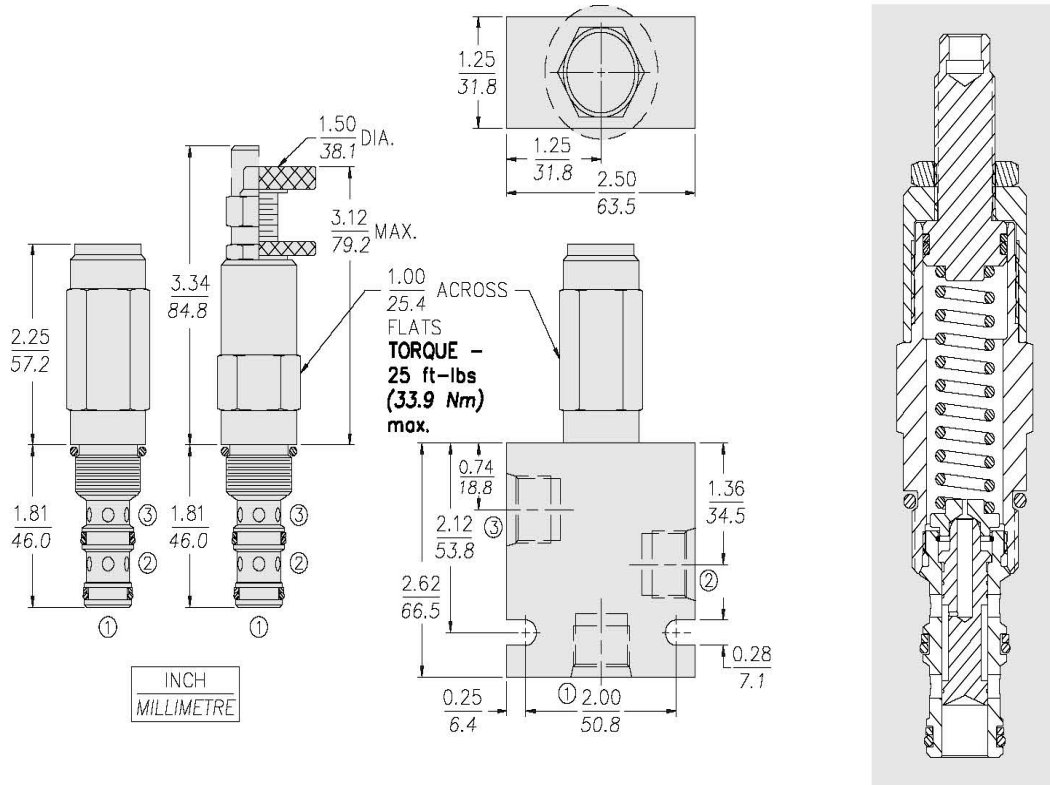


PERFORMANCE (Cartridge Only)



PS10-30

DIMENSIONS

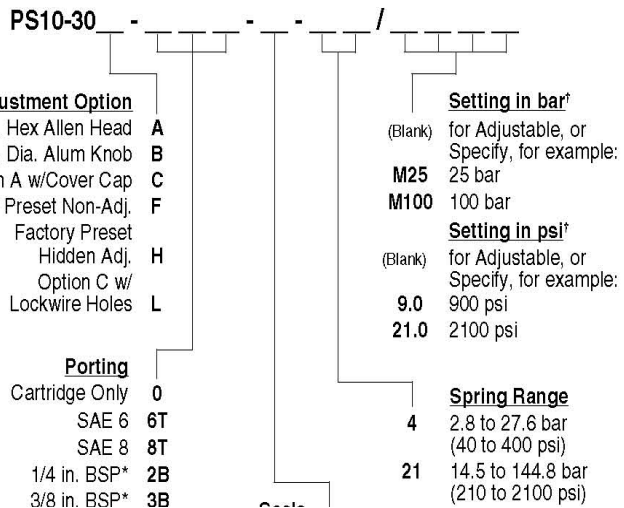


MATERIALS

Cartridge: Weight: 0.27 kg. (0.60 lbs.); Steel with hardened work surfaces. Zinc-plated exposed surfaces. Buna N O-rings and polyester elastomer back-ups standard. Anodized aluminum knobs and caps.

Standard Ported Body: Weight: 0.36 kg. (0.80 lbs.); Anodized high-strength 6061 T6 aluminum alloy, rated to 240 bar (3500 psi); see page 8.010.1. Ductile iron and steel bodies available; dimensions may differ; consult factory.

TO ORDER



ANEXO E.

CARACTERISTICAS DIMENSIONALES Y PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA VALVULA LIMITADORA DE PRESION

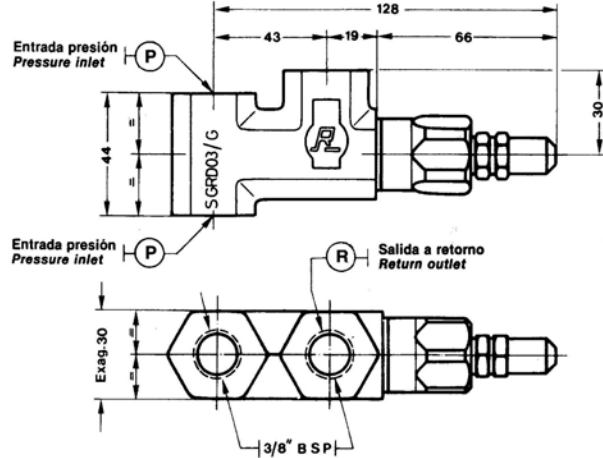
NOMENCLATURA DE REFERENCIAS			3RL 06 R 1 B/ 01 R 220-50	CODING SYSTEM
Función <i>Function</i>			Tensión y frecuencia <i>Voltage and frequency</i>	
3RL	Válvula limitadora <i>Relief valve</i>		<i>CA (AC)</i>	24V - 48V - 110V - 220V (50 Hz) 24V - 48V - 115V - 230V (60 Hz)
3RS	Válvula de secuencia <i>Sequence valve</i>		<i>CC (DC)</i>	12V - 24V - 48V
3RD	Válvula de descarga en vacío <i>Unloading valve</i>		Tipo corriente y electroiman <i>Current and solenoid type</i>	
3RLP	Válvula limitadora. Panel <i>Relief valve. Panel</i>		C	Continua. Electroimán normal <i>Direct. Normal solenoid</i>
3RR	Válvula reductora <i>Reducing valve</i>		R	Alterna. Electroimán normal <i>Alternate. Normal solenoid</i>
2RS	Válvula secuencia <i>Sequence valve</i>		Número de ejecución <i>Mounting alternatives</i>	
Paso <i>Size</i>			Presión de taraje <i>Pressure setting</i>	
	racores <i>screwed</i>	Placa <i>Sub-plates</i>	Ver gama de presiones según tipo de válvula en la hoja correspondiente <i>See pressure range according to valve type in corresponding page</i>	
03	3/8"	TN-10	01	
06	3/4"	TN-25	02	
12	1 1/2"	TN-32	03	
Forma de conexión <i>Connection type</i>			04	
B	Bridas <i>Flanges</i>		05	
P	Placa <i>Sub-plates</i>		Sólo para 2RS <i>Only for</i>	
R	Racores <i>Screwed</i>			
Forma de regulación <i>Adjusting type</i>				
1	Volante <i>Knob</i>			
2	Tuerca y contratuerca <i>Screw</i>			
3	Puño <i>Long knob</i>			
4	Puño con cerradura <i>Long knob with key</i>			

NOTA: Todos los reguladores de presión de las series 3RL, 3RS y 3RD pueden entregarse con puesta en descarga eléctricamente. Sólo es necesario substituir la tapa piloto por la que figura en la pág. 16 y en este caso se tendrá que añadir a la referencia el tipo de corriente y la tensión y frecuencia del electroimán.
Ejemplo: 3RL06 R 1 B/R220 - 50

NOTE: All relief valves 3RL, 3RS and 3RD series, are available with electrically controlled unloading. Such valves take the cover shown on page 16. Voltage and frequency must be added to code number.
Example: 3RL06 R 1 B/R220 - 50

Válvula limitadora de presión
Relief valve

serie
type SGRD

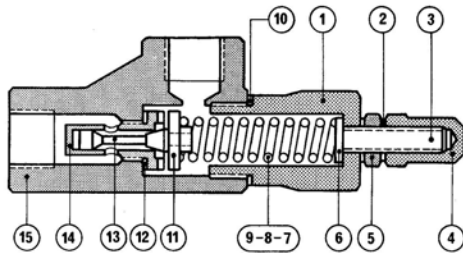


Válvula limitadora Relief valve	Caudal Flow Rate L/min.	Presión Máx. Max. pressure bar	Gama de presiones Pressure range bar	Gama de viscosidades Viscosity range	Gama de temperaturas Temperature range	Peso Kg. Weight Kp.
SGRD03/G11	40	250	5-80	1,5°E...8°E	-20°C... + 80°C	0,5
SGRD03/G12			80-175			
SGRD03/G13			175-250			

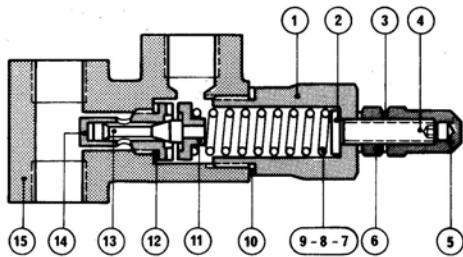
Recambios

Spare parts

Ejemplo para pedido de recambios Example to order spare parts	Cantidad Quantity	Denominación Description	Nº de la pieza Part number	Referencia según la placa Reference according number plate
	1	Válvula limitadora Relief valve	13	Para válvula limitadora For relief valve SGRD03/G12



SGRA03
SGRA06



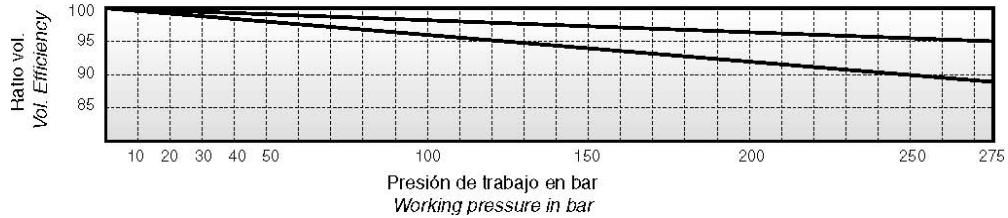
SGRD03

Núm.	Denominación Description	Cantidad Quantity
1	Tapón válvula Cover	1
2	Juntas cobre Copper gaskets	2
3	Espárragos Screws DIN-913	1
4	Tuerca sombrerete Blind nut	1
5	Contratuercas Counternut	1
6	Arandela tope muelle Washer	1
7	Muelle para Spring 5-80 bar	1
8	Muelle para Spring 80-175 bar	1
9	Muelle para Spring 175-250 bar	1
10	Junta metal-buna Gasket	1
11	Cabeza válvula Valve head	1
12	Junta cobre Copper gasket	1
13	Válvula limitadora Relief valve	1
14	Conjunto asiento válvula Valve seat assembly	1
15	Cuerpo válvula Valve housing	1

ANEXO F.

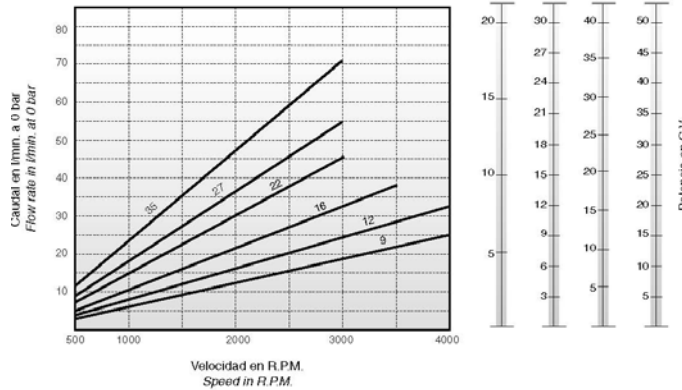
CARACTERISTICAS DIMENSIONALES Y PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA HIDRAULICA DE ENGRANAJES

Diagrama de rendimientos volumétricos a 1500 R.P.M.
Volumetric efficiencies diagram at 1500 R.P.M.

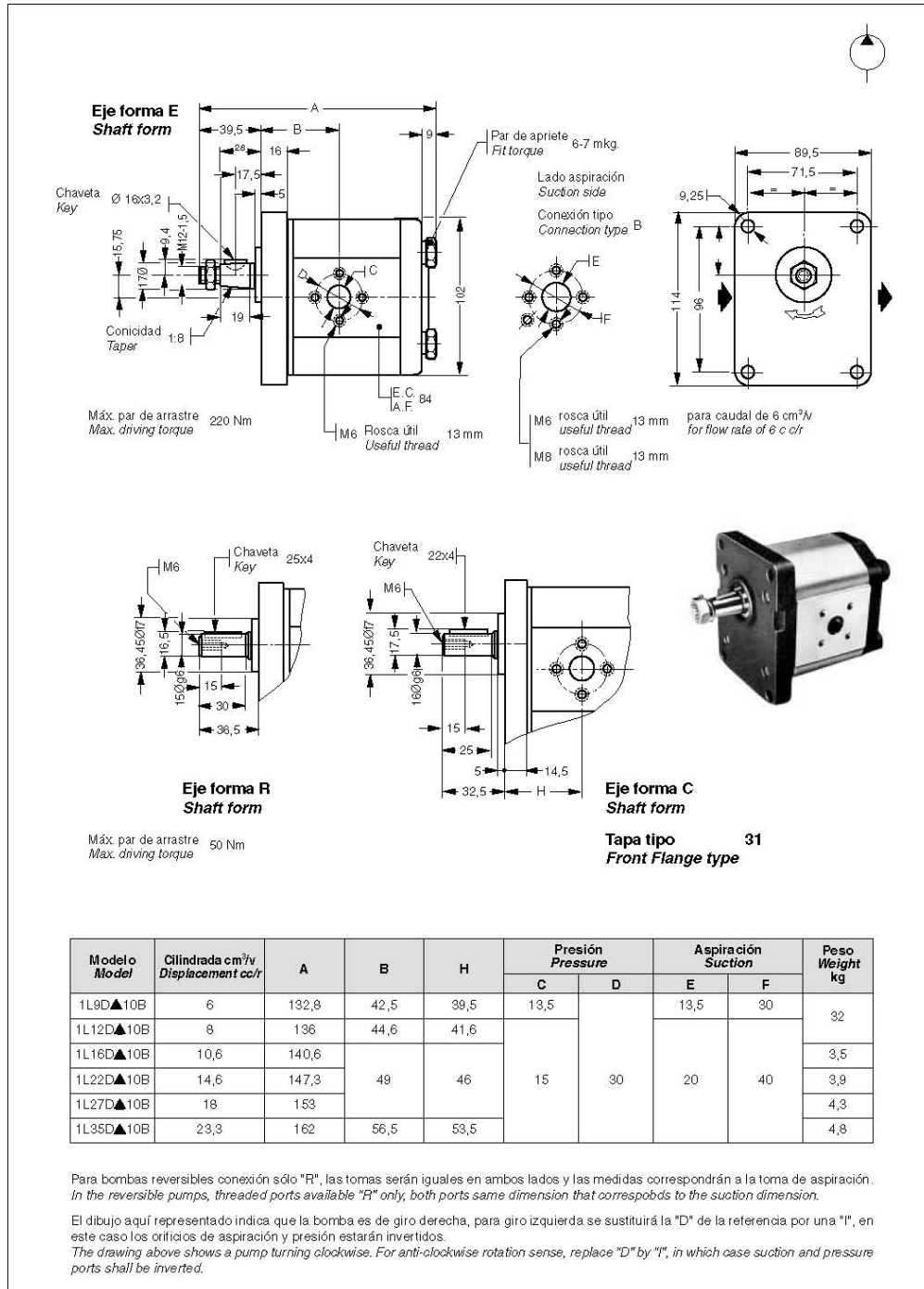


Datos técnicos hidráulicos Hydraulic technical data						
Caudal bomba (L/min) 1500 R.P.M. Pump Flow rate	9	12	16	22	27	35
Cilindrada cm³/v Displacement cc/r	6	8	10'6	14'6	18	23'3
Presión máx. continuada en bar Cont. max. pressure	275		250	225	175	
Presión máx. inter 5 seg. máx. barIntermitent max. pressure	300		275	250	190	
R.P.M. a presión continua R.P.M. at cont. pressure	3.500		3.000	2.500	2.300	2.000
R.P.M. máximas Max. R.P.M.	4.000		3.500		3.200	3.000
Mínimas R.P.M. según presión Min. R.P.M. at given pressures	100 bar	500				
	175 bar	1.200	1.100	1.100	850	850 750
	250 bar	1.400		1.300	1.200	1.100 1.100
	300 bar	1.750		1.500	—	— —

Diagrama de caudales y potencias
Flow rate and power diagram



Tapa tipo - Front flange type 10



ANEXO G.

CARACTERISTICAS DIMENSIONALES, PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LAS MANGUERAS DE PRESION

TRACTOR™/2T

EN 853 2SN



HOSE SIZE				R.O.D.		O.D.		MAX W.P.		BURST PRESSURE		MIN BEND RADIUS		WEIGHT		FERRULE
DN	dash	mm	inch	mm	inch	mm	inch	bar	psi	bar	psi	mm	inch	g/m	lb/ft	
5	-3	4,8	3/16"	11,3	0,44	13,3	0,52	415	6010	1650	23920	89	3,50	315	0,21	M03400-03
6	-4	6,4	1/4"	12,7	0,50	14,7	0,58	400	5800	1600	23200	100	3,94	360	0,24	M03400-04
8	-5	7,9	5/16"	14,3	0,56	16,3	0,64	350	5070	1400	20300	114	4,49	400	0,27	M03400-05
10	-6	9,5	3/8"	16,7	0,66	18,7	0,74	330	4780	1320	19140	127	5,00	510	0,34	M03400-06
12	-8	12,7	1/2"	19,8	0,78	21,8	0,86	275	3980	1100	15950	178	7,01	620	0,42	M03400-08
16	-10	15,9	5/8"	23,0	0,91	25,0	0,98	250	3620	1000	14500	200	7,87	715	0,48	M03400-10
19	-12	19,0	3/4"	27,0	1,06	29,0	1,14	215	3110	860	12470	240	9,45	955	0,64	M03400-12
25	-16	25,4	1"	34,8	1,37	36,8	1,45	165	2390	650	9420	300	11,81	1320	0,88	M03400-16
31	-20	31,8	1-1/4"	44,3	1,74	47,0	1,85	125	1810	500	7250	419	16,50	1965	1,32	M03400-20
38	-24	38,1	1-1/2"	50,7	2,00	53,4	2,10	90	1300	360	5220	500	19,69	2265	1,52	M03400-24
51	-32	50,8	2"	63,5	2,50	66,2	2,61	80	1160	320	4640	630	24,80	3115	2,09	M03400-32
60	-38	60,0	2-3/8"	68,8	2,71	71,5	2,81	90	1300	360	5220	650	25,59	2660	1,78	M03400-38

KEY PERFORMANCE / CARACTERÍSTICAS ESPECIALES

EN/DIN rated working pressure ▪ Wide range of type approvals available ▪
Presión de trabajo del rango EN/DIN ▪ Amplio rango de aprobaciones y normas ▪

MAIN APPLICATIONS TYPES: *Medium-high pressure lines*

CONTINUOUS SERVICE:

-40°F / +212°F

-40°C / +100°C

MAX OPERATING TEMPERATURE

(Intermittent service):

257°F 125°C

RECOMMENDED FLUIDS: *Mineral oils, vegetable and rape seed oils, glycol and polyglycol based oils, synthetic ester based oils, oils in aqueous emulsion, water, diesel fuel (up to 200°F 93°C)*

PRINCIPALES TIPOS DE APLICACIÓN:

Líneas de mediana a alta presión

SERVICIO CONTINUO:

-40°F / +212°F

-40°C / +100°C

MÁXIMA TEMPERATURA DE OPERACIÓN

(Servicio intermitente):

257°F 125°C

FLUIDOS RECOMENDADOS: *Acéite mineral, acéite vegetal y de colza, acéites basados en glicoles y poliglicoles, acéites con base en éster sintético, acéite en emulsión acuosa, agua, acéite diesel (hasta 200°F 93°C)*

INSERT: MF2000 - MULTIFIT TYPE

TUBE: Oil resistant synthetic rubber

REINFORCEMENT: Two high tensile steel braids

COVER: Environment resistant synthetic rubber

APPLICABLE SPECS.: EN 853 2SN -

SAE 100 R2AT - ISO 1436-1 2SN/R2AT

TYPE APPROVALS: ABS, BV, BWB, DNV, GL, GOST-R, KRS, LR, RINA

ESPIGA: MF2000 - TIPO MULTIFIT

TUBO: Caucho sintético, resistente al aceite.

REFUERZO: Dos trenzas de acero de alta resistencia

CUBIERTA: Caucho sintético resistente a la intemperie

ESPECIFICACIONES APLICABLES: EN 853 2SN -

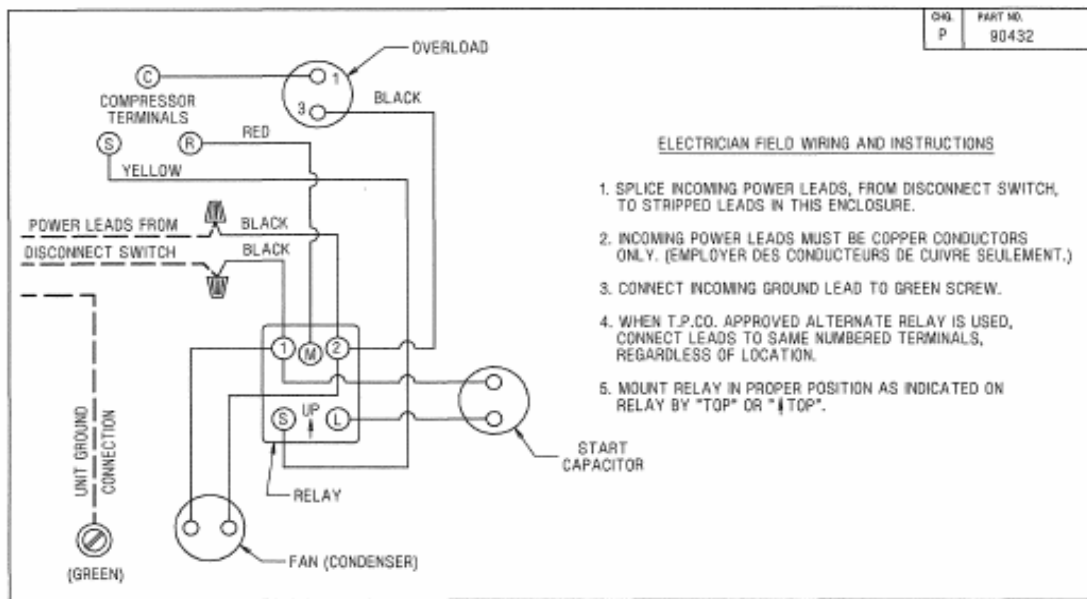
SAE 100 R2AT - ISO 1436-1 2SN/R2AT

APROBACIONES: ABS, BV, BWB, DNV, GL, GOST-R, KRS, LR, RINA

manuli
RUBBER INDUSTRIES

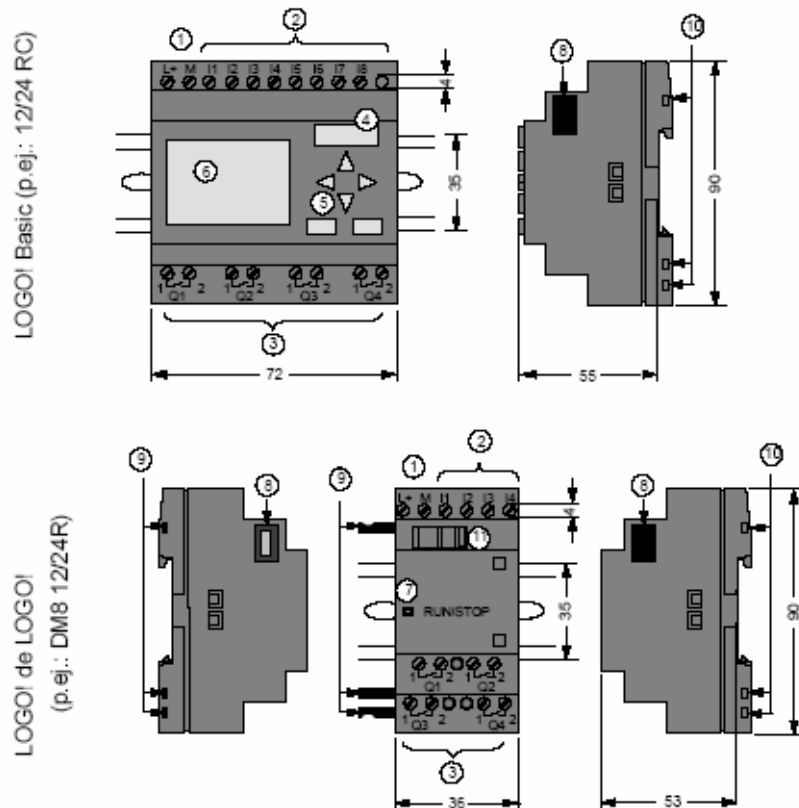
ANEXO H.

CARACTERISTICAS DIMENSIONALES, PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSFERENCIA (Calor y Refrigerante)



ANEXO I.

CARACTERISTICAS DIMENSIONALES, PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL LOGO.



- | | | |
|--|-------------------------------------|---|
| ① Alimentación de tensión | ⑤ Panel de manejo
(no en RCo) | ⑥ Interfaz de ampliación |
| ② Entradas | ⑥ Pantalla LCD
(no en RCo) | ⑨ Codificación mecánica
– pernos |
| ③ Salidas | ⑦ Indicación del estado
RUN/STOP | ⑩ Codificación mecánica
– conectores |
| ④ Receptáculo de módulo
con revestimiento | | ⑪ Guía deslizante |

Reconocer LOGO!

La indentificación de LOGO! proporciona información acerca de las diversas propiedades:

- 12/24: versión de 12/24 V
- 230: versión 115...240 V
- R: salidas de relé (sin R: salidas de transistor)
- C: Temporizador semanal integrado
- o: variante sin pantalla ("LOGO! Pure")
- DM: módulo digital
- AM: módulo analógico
- CM: módulo de comunicación (p.ej. módulo EIB/KNX)

Símbolos



Variante con pantalla, dispone de 8 entradas y 4 salidas.



Variante sin pantalla, dispone de 8 entradas y 4 salidas.



Módulo digital, dispone de 4 entradas digitales y 4 salidas digitales.



El módulo digital dispone de 8 entradas digitales y 8 salidas digitales





Módulo analógico, dependiendo del tipo dispone de 2 entradas analógicas ó 2 salidas analógicas



Módulo de comunicación (CM), p.ej. interfaz AS con 4 entradas virtuales y 4 salidas virtuales

Variantes

Para LOGO! existen las siguientes variantes:

Símbolo	Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
	LOGO! 12/24RC	12/24 V CC	8 digitales (1)	4 relés de 10A	
	LOGO! 24	24 V c.c.	8 digitales (1)	4 transistores 24V / 0,3A	Sin reloj
	LOGO! 24RC (3)	24 V AC / 24 V DC	8 digitales	4 relés de 10A	
	LOGO! 230RC (2)	115...240 V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10A	
	LOGO! 12/24RCo	12/24 V CC	8 digitales (1)	4 relés de 10A	Sin visualizador Sin teclado
	LOGO! 24o	24 V c.c.	8 digitales (1)	4 transistores 24V / 0,3A	Sin visualizador Sin teclado Sin reloj
	LOGO! 24RCo (3)	24 V AC / 24 V DC	8 digitales	4 relés de 10A	Sin visualizador Sin teclado
	LOGO! 230RCo (2)	115...240 V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10A	Sin visualizador Sin teclado

(1): De ellos pueden utilizarse alternativamente: 2 entradas analógicas (0 ... 10V) y 2 entradas rápidas.

(2): Variantes de 230V: entradas en dos grupos de 4. Dentro del grupo sólo puede haber una fase, entre los grupos puede haber fases diferentes.

(3): Las entradas digitales pueden utilizarse alternativamente con conexión P o conexión N.

ANEXO J.

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA REPUJADORA HIDRAULICA SEMIAUTOMATIZADA

Antes de iniciar la conexión de la máquina, asegurarse que el voltaje corresponde al indicado en la etiqueta.

El operario debe estar capacitado para operar y correr el programa del PLC

Utilizar siempre equipo de protección

► **Conexión De La Máquina Llena De Aceite**

La máquina se encuentra probada y calibrada con el aceite adecuado, y el motor está conectado a la tensión establecida.

El sentido de giro de la bomba será el correcto cuando activando los pulsadores la bandeja principal se desplaza hacia arriba. En caso contrario la bandeja permanece inmóvil, cambiar la polaridad de conexión del motor.

► **Conexión De La Máquina Sin Aceite**

Para la máquina en cuestión debe ser empleado aceite hidráulico SAE 30 ó ISO 68. Aproximadamente 28 Litros de aceite deben ser vertidos en el depósito de la máquina, quitando la tapa superior y siguiendo las siguientes instrucciones:

- Vertir aceite en el depósito hasta llegar a la línea roja de nivel máximo.
- Conectar el motor mediante el interruptor ubicado en el armario de mando.
- Accionar la máquina mediante los pulsadores del sistema de tracción, esperar que el tiempo programado por defecto haga el descenso de la misma.
- Cuando esta se detenga, observar que el nivel de aceite no este por debajo de la línea roja, si fuera necesario vierta más aceite solo actuando de la anterior manera se tiene la seguridad de que hay la cantidad justa de aceite en el depósito.

► **FUNCIONAMIENTO DE LOS DISTINTOS DISPOSITIVOS DE MANDO**

- ❖ la llave selectora sirve para seleccionar el sistema de transferencia de calor en que se va operar la máquina, en su posición central la máquina hará el repujado a temperatura ambiente, (mirar tabla de materiales y temperaturas de trabajo). En su posición derecha, accionará el sistema de frío, energizando la unidad condensadora, se debe esperar 10 minutos para que refrigere la bandeja y poder empezar los ciclos de repujado, el material a repujar debe entrar a una temperatura mayor de la temperatura ambiente. En su posición izquierda el selector energizará las resistencias calentando la bandeja de transferencia hasta la temperatura programada.
- ❖ El tiempo y la temperatura en caliente se deben programar en el PLC, para esto el operario deberá recibir una capacitación previa.
- ❖ Los finales de carrera se podrán configurar según las diferentes alturas de los moldes a repujar, moviendo los ejes roscados donde se alojan las levas de accionamiento.

Material	Presión de repujado	Transferencia de Calor	Aplicación
Cuero, badana, gamuza	Alta >2000 psi	Caliente > 50° C	Capellada
Sintético	Alta >2000 psi	Frío < 5 ° C	Capellada
Neolite	Baja < 500 psi	Frío < 5 ° C	Suela
Microporosas	Baja <500 psi	Frío < 5 ° C	Suela
Cuño madera	Alta >2000 psi	Frío < 5 ° C	Suela

2. OPERACIÓN DE REPUJADO

- ▶ Programar la temperatura y el tiempo de repujado
- ▶ Extender el material sobre la bandeja móvil
- ▶ Colocar encima el molde, matriz o troquel
- ▶ Regular el recorrido mediante la configuración de los finales de carrera
- ▶ Regular la potencia de repujado mediante la válvula reductora de presión.
- ▶ Oprimir simultáneamente los pulsadores del sistema de tracción.

3. OPERACIONES BÁSICAS DE MANTENIMIENTO

El equipo está dotado con un controlador lógico programable el cual permite en su programación vincular las actividades de mantenimiento preventivo necesarias para el correcto funcionamiento de la máquina dependiendo del número de ciclos y/o horas de operación.

Las principales actividades de mantenimiento son descritas en la siguiente ficha técnica:

DESCRIPCION DEL EQUIPO

EQUIPO: Repujadora Hidráulica 35 Ton.	CODIGO:	MARCA: Magical Ltia.	MODELO: RH-120F-35N
FABRICANTE: Martínez & Oñoz LTDA.	PROVEEDOR: COHA LTDA.	TEL.: (1) 260 2800	
SECCIÓN:	CATALOGOS: Manual de Fraccionamiento		
USO: REPUJADOS DE DIVERSOS MATERIALES			

SERVICIOS

AIRE	<input type="checkbox"/>	PRESION			
ELECTRICIDAD	<input checked="" type="checkbox"/>	VOLTIOS	220	AMPERIOS	30
GAS	<input type="checkbox"/>	TIPO		PRESION	

MOTORES ELECTRICOS

NO	H.P.	R.P.M	V	A.M.P.	MARCA	MODELO	TIPO	SERIE
1	3	1760	220	8	WEG			

REDUCTORES Y/O VARIADORES DE VELOCIDAD

NO	R.P.M	V	A.M.P.	VELOCIDAD		MARCA	MODELO	TIPO	SERIE
				ENTRADA	SALIDA				

BOMBAS

NO	H.P.	R.P.M	CAUDAL	PRESION	MARCA	MODELO	TIPO	SERIE
1		1760	2,7 GPM	3000 psi	ROQUET	1L9D E10R	ENGÇRANAJES	

OTROS ELEMENTOS

NOMBRE					MARCA	MODELO		
UNIDAD CONDENSADORA					TECUMSEH	CAJ4492Y		

ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO

LUBRICACION

TIPO DE LUBRICACION

Grasas:

Aceite:

Otros:

CONCEPTO DE LUBRICACION	FRECUENCIA					
	DIARIO	SEMANAL	MENSUAL	SEMESTRAL	ANUAL	OTROS
1. Revisión de nivel de Aceite Tanque				X		
2. Engrase de Guías verticales			X			

ELECTRICIDAD

DESCRIPCION DEL TRABAJO A REALIZAR	REPUESTOS UTILIZADOS	TIEMPO	FRECUENCIA
REVISION EL SISTEMA ELECTRICO Y LIMPIEZA		1 HORA	TRIMESTRAL
REVISION MOTOR		6 HORAS	ANUAL
REVISION VENTILADOR DE UNIDAD CONDENSADORA		4 HORAS	ANUAL

MECANICA

DESCRIPCION DEL TRABAJO A REALIZAR	REPUESTOS UTILIZADOS	TIEMPO	FRECUENCIA
REVISION Y LIMPIEZA DE LA UNIDAD CONDENSADORA		2 HORAS	ANUAL
APRIETE DE LAS CONEXIONES HIDRAULICAS		2 HORAS	TRIMESTRAL
REVISION RODAMIENTOS MOTOR		6 HORAS	ANUAL
REVISION GUIAS DESLIZAMIENTO		2 HORAS	SEMESTRAL
REVISION DE BUES DESLIZAMIENTO		3 HORAS	TRIMESTRAL

TRANSFERENCIA

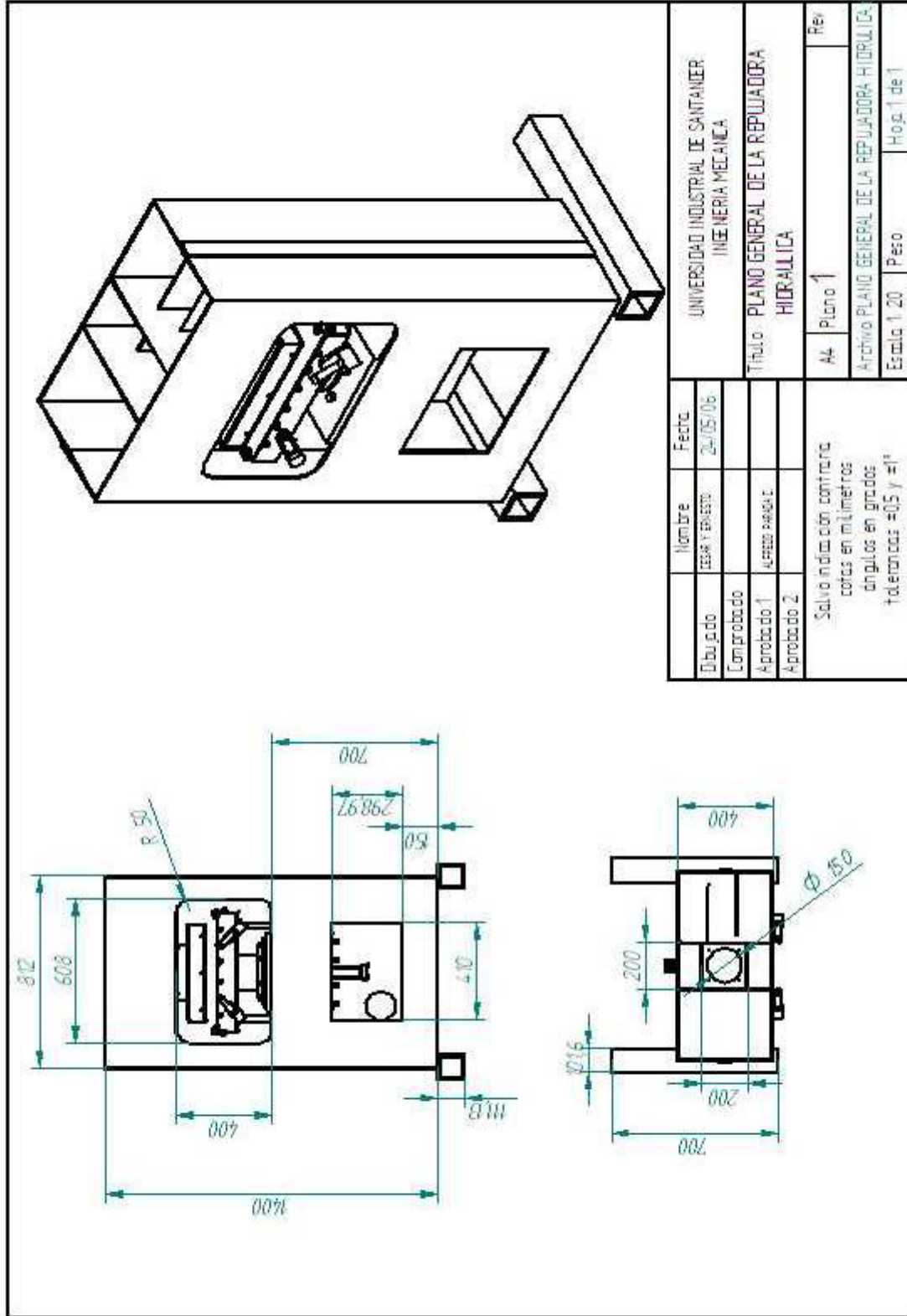
DESCRIPCION DEL TRABAJO A REALIZAR	REPUESTOS UTILIZADOS	TIEMPO	FRECUENCIA
REVISION DE CONEXIONES		2 HORAS	ANUAL

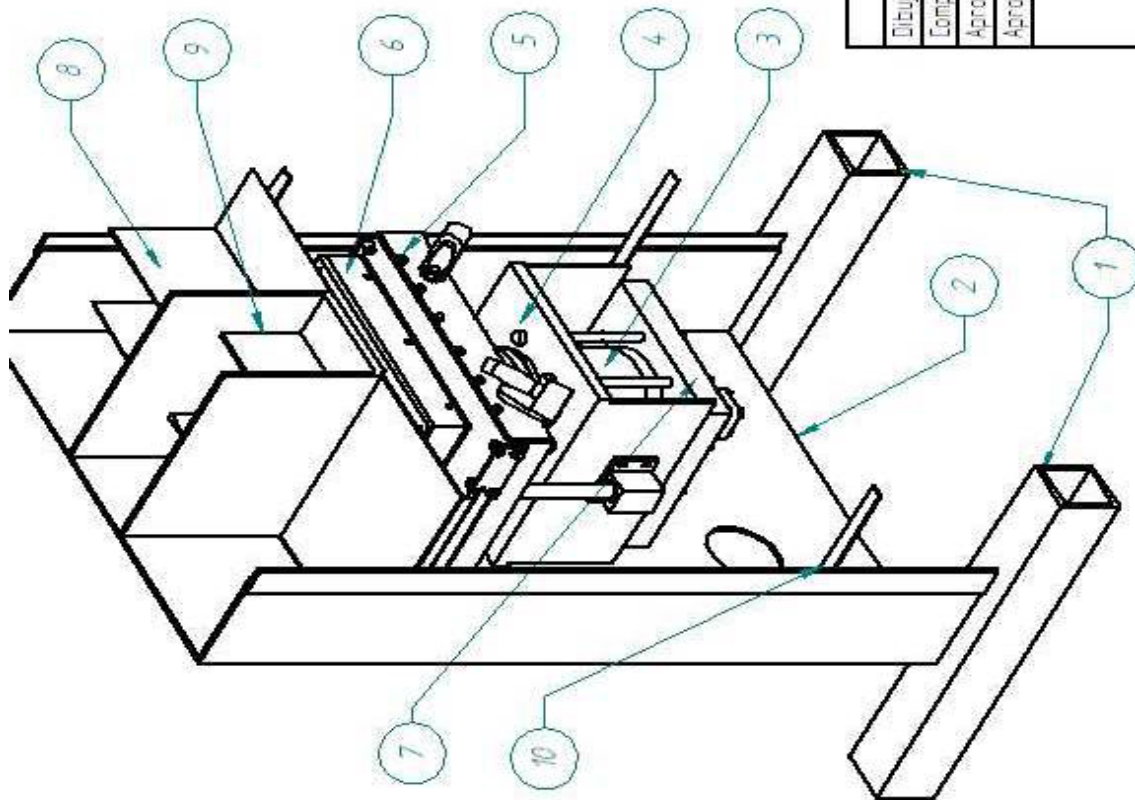
HIDRAULICA

DESCRIPCION DEL TRABAJO A REALIZAR	REPUESTOS UTILIZADOS	TIEMPO	FRECUENCIA
LIMPIAR FILTROS RETORNO		2 HORAS	TRIMESTRAL
REVISION DE VALVULAS		4 HORAS	SEMESTRAL
REVISION BOMBA		10 HORAS	ANUAL
REVISION DE SELLOS		5 HORAS	ANUAL

ANEXO K.

PLANOS



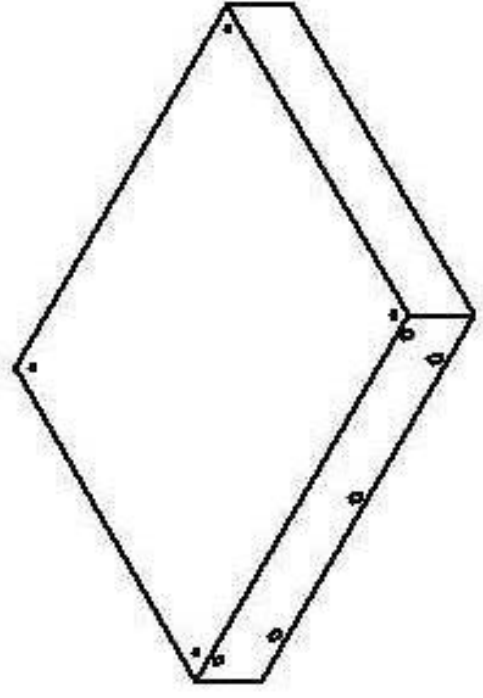
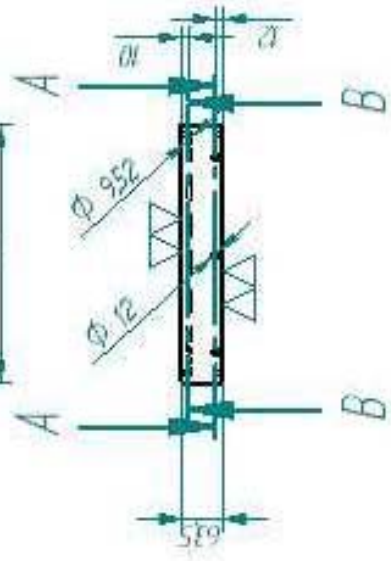
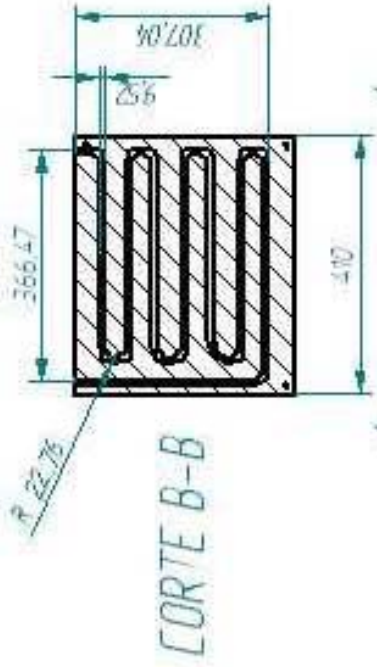


Número de elemento	Título	Material
1	Soportes	Acero HR
2	Cuerpo	Acero Estruct
3	Actuador Hidraulico	Ver Detalles
4	Bancada Inferior	Acero HR
5	Bandeja de Compresion	Acero HR
6	Bandeja de Transferencia	Aluminio
7	Soporte del Actuador	Acero HR
8	Deposito de Aceite	Acero HR
9	Bancada Superior	Acero HR
10	Refuerzos	Acero HR

Nombre		Fecha	
Dibujado		24/05/06	
Comprobado		A. M. C. A. S. C.	
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados			
A4		Plano 2	
Rev		Rev	
Archivo: partes en general.dwg			

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
ESUELA DE INGENIERIA MECANICA

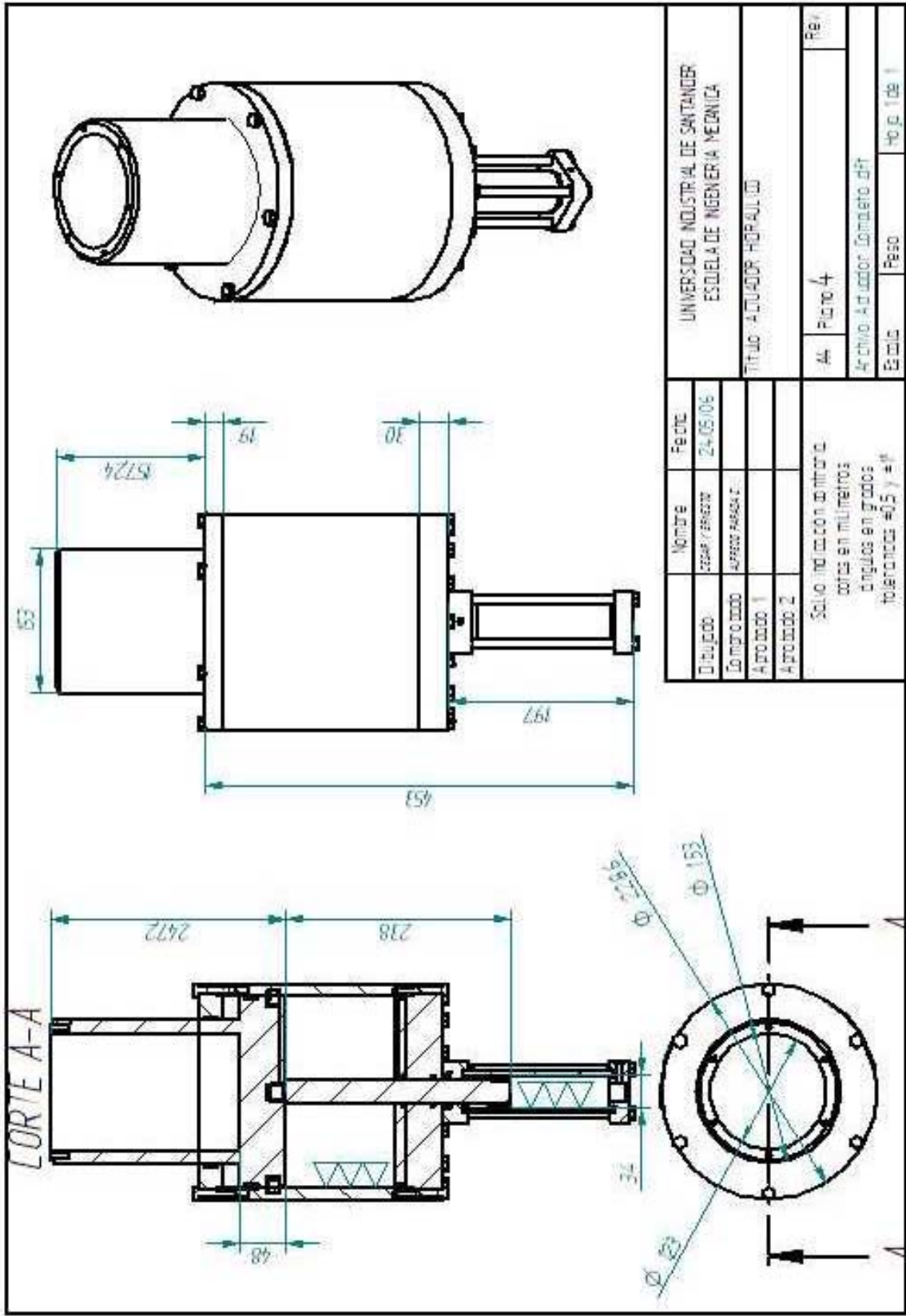
TÍTULO: PARTES PRINCIPALES DE LA REPUJADORA



Nombre	Fecha
Desarrollo	24/05/06
Comprobado	
Aprobado 1	
Aprobado 2	

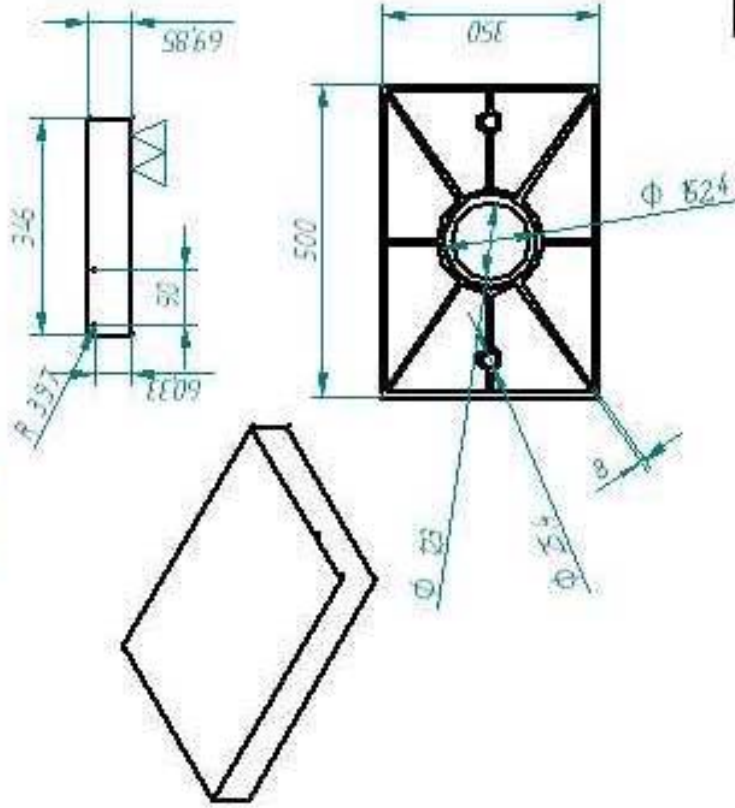
Sol. e indicación de cotas en milímetros	
ángulos en grados	
tolerancias ± 0.5 y ± 1	

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
TITULO BANDA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	
Al	Folio 3
Rev	
Archivo: Bando p. Aluminio.dft	
Escala	Peso
Hoja 1 de 1	

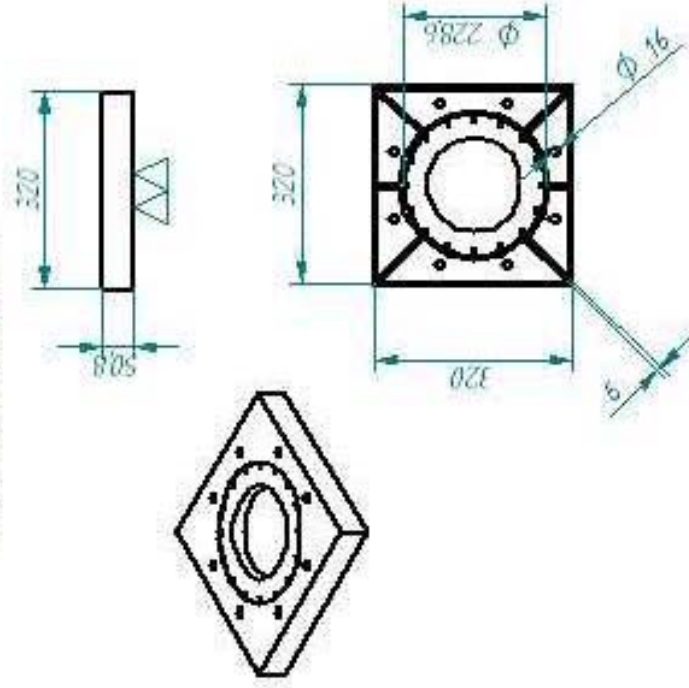


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Nombre	TITULO - ACTUADOR HIDRAULICO
Dibujado	Fecha
Comprobado	24-05-06
Aprobado 1	
Aprobado 2	
Solo indicacion de miras cotas en milimetros angulos en grados tolerancias ± 0.5 y ± 0.1	
Rev.	
Al	Plano 4
Escala	Archivo: Act.ador Completo.dft
Peso	No p. 1 de 1

BANDEJA PRINCIPAL

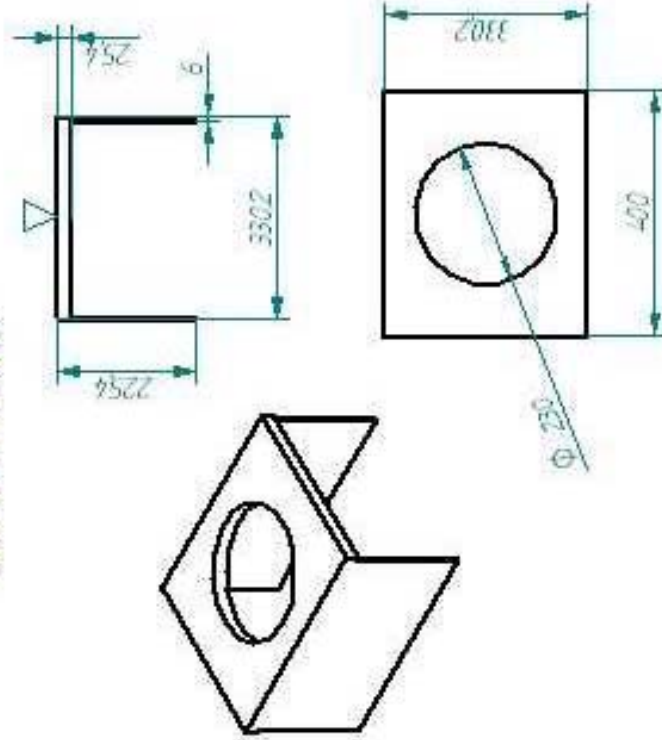


BANDEJA DE SOPORTE

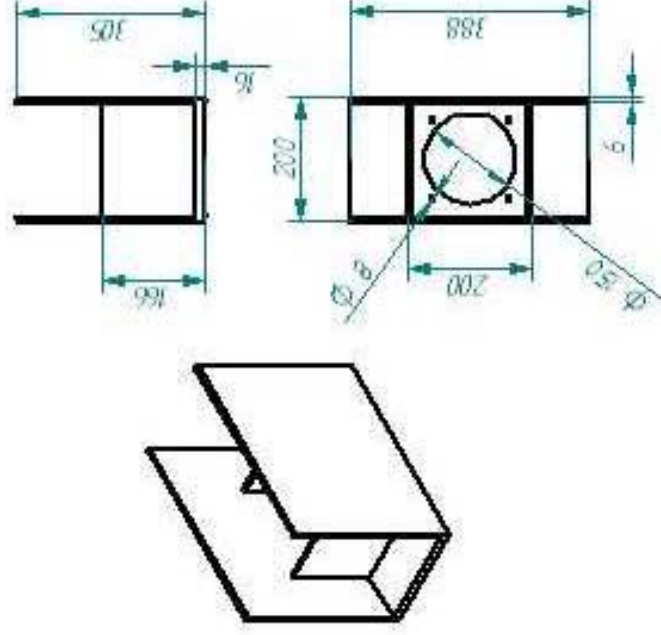


Nombre		Fecha	
DESARROLLO		24/05/06	
DISEÑADO		AFREZ PARADA	
APROBADO 1			
APROBADO 2			
Solvo indicación en metros cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y ± 0.1			
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		Rev	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		Al Plazo 5	
TITULO BANDEJAS PRINCIPAL Y DE SOPORTE			
Archivo: Bandeja.pdf		Escala	
Peso		Hoja 1 de 1	

BANCADA INFERIOR



BANCADA SUPERIOR



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Dibujado	24-05-06	TITULO BANCADAS SUPERIOR E INFERIOR	
Corregido			
Aprobado 1			
Aprobado 2			
Solo indicacion arbitraria. cotas en milimetros angulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\neq \#$		Al	Plano 6
		Rev	
		Archivo: BANCADAS.dft	
		Escala	Peso
		Hoja 1 de 1	