

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
AUTOMATIZACIÓN HIDRÁULICO PARA LA MÁQUINA DE
ENSAYOS DESTRUCTIVOS EN JUNTAS SOLDADAS DEL
LABORATORIO DE SOLDADURA DE LA ESCUELA POLITÉCNICA
NACIONAL**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

JAIRO PAÚL REVELO GALÁRRAGA

jprevelog@hotmail.com

ORLANDO JAVIER TUFIÑO DÁVALOS

javiertufino.d@gmail.com

DIRECTOR: ING. HOMERO BARRAGÁN MSc.

hbarragan@hotmail.es

Quito, junio 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Jairo Paúl Revelo Galárraga y Orlando Javier Tufiño Dávalos, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional Vigente.

Jairo Paúl Revelo Galárraga

Orlando Javier Tufiño Dávalos

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Jairo Paúl Revelo Galárraga y Orlando Javier Tufiño Dávalos bajo nuestra supervisión.

ING. HOMERO BARRAGÁN M.Sc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. MARIO GRANJA

COLABORADOR

AGRADECIMIENTO

Agradecemos de manera especial al Ing. Homero Barragán por la confianza depositada en nosotros, por su oportuna y debida dirección durante el transcurso de la realización de este proyecto y a todo el personal del Laboratorio de Soldadura por brindarnos todas las facilidades para el ensamble de la máquina, el ensamble del sistema hidráulico y la realización de las pruebas.

A Dios por siempre estar conmigo y no dejar que las tristezas y soledad invadan mi vida.

A mis padres Carlos y Alcira por confiar siempre en mí y por el apoyo incondicional que me brindaron durante toda mi vida estudiantil.

A mis hermanos Carlos y David por darme fuerzas en todo momento y siempre dibujar una sonrisa en mi rostro.

A mis primos y familiares que con sus consejos me ayudaron a seguir adelante.

A todos mis amigos por brindarme su amistad.

Javier

A mis padres Augusto e Ismaelina por todo el esfuerzo que han realizado para que pueda culminar esta etapa de mi vida, por todo el cariño y apoyo que impulsaron mis deseos de superación.

A toda mi familia, en especial a mis hermanos Germania, Edwin y Verónica que junto a mis padres han sabido formado un núcleo infranqueable, en cuyo refugio la soledad no tiene oportunidad.

Jairo

DEDICATORIA

En lo personal, quiero dedicar este proyecto a mis padres Alcira y Carlos por compartir conmigo todos esos momentos difíciles y alegres que nunca los olvidaré. Por sus consejos y por nunca soltarme de la mano cuando yo los necesitaba.

Quiero dedicar a la memoria de mis abuelito Jaime y Laura por siempre haber estado orgullosos de mí y por haberme aconsejado de una manera correcta durante mi niñez.

A mis hermanos Carlos y David por tener ese sentimiento de unión para conmigo.

Javier

Con mucho amor a mis sobrinos Naty, Jefe, Aby, Ariel, Yuby, Cheche, Isaac y Britany, por aportarle a mi vida el cariño invaluable, que regenera en mí las ganas de seguir adelante cada día, y que está presente en cualquier lugar en el que me encuentre.

Jairo

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DECLARACIÓN	i
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDOS	v
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
ÍNDICE DE TABLAS	xx
RESUMEN	xxiii
PRESENTACIÓN	xxiv
CAPÍTULO I	25
1. GENERALIDADES	25
1.1. FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA	25
1.1.1. Hidráulica y Oleohidráulica	25
1.1.2. Propiedades de los fluidos hidráulicos.....	25
1.1.2.1. Fluidez.....	25
1.1.2.2. Viscosidad.....	25
1.1.2.3. Compresibilidad	26
1.1.2.4. Densidad	26
1.1.2.5. Cavitación	27
1.1.2.6. Presión de vapor	27
1.1.3. Principios básicos y definiciones preliminares	27
1.1.3.1. Presión por fuerzas externas (Ley de Pascal).....	27
1.1.3.2. Presión como consecuencia del peso del fluido.....	28

1.1.3.3.	Conservación de la masa.....	29
1.1.3.4.	Ecuación de continuidad	30
1.1.3.5.	Multiplicación de las fuerzas (Prensa hidráulica)	31
1.1.3.6.	Conservación de la energía	32
1.1.3.7.	Multiplicación de presiones	34
1.1.4.	Caudal y generación de presión	35
1.1.4.1.	Flujo volumétrico	35
1.1.4.2.	Continuidad.....	35
1.1.4.3.	Caudal en una bomba o motor en régimen continuo (desplazamiento volumétrico).....	36
1.1.4.4.	Generación de la presión	37
1.1.4.5.	Caminos alternativos con resistencia diferente en paralelo y en serie.....	38
1.1.4.6.	Caída de presión.....	39
CAPÍTULO II	41
2.	ESTRUCTURA DE UN SISTEMA HIDRÁULICO	41
2.1.	SISTEMA HIDRÁULICO.....	41
2.1.1.	Sistema hidráulico de transmisión hidroestática	41
2.1.1.1.	Funcionamiento general de un sistema de transmisión hidroestática	42
2.2.	ELEMENTOS HIDRÁULICOS.....	44
2.2.1.	Fuentes de energía.....	44
2.2.1.1.	Bombas.....	44
2.2.1.2.	Acumulador de presión.	46
2.2.2.	Depósito o tanque de almacenamiento	47
2.2.3.	Actuadores	48

2.2.3.1.	Cilindros	48
2.2.3.2.	Motores hidráulicos rotativos.....	49
2.2.4.	Válvulas	49
2.2.4.1.	Válvulas de control de presión	50
2.2.4.1.1.	Válvulas de secuencia	50
2.2.4.1.2.	Válvulas reductoras de presión.....	51
2.2.4.1.3.	Válvulas de seguridad.....	52
2.2.4.2.	Válvulas de control de caudal	52
2.2.4.3.	Válvulas de control de dirección.....	53
2.2.4.4.	Válvulas de bloqueo.....	54
2.2.5.	Líneas de tubería y racores	54
2.2.5.1.	Las tuberías rígidas.....	55
2.2.5.2.	Las tuberías flexibles	55
2.2.6.	Fluido de potencia	56
2.2.7.	Filtros.....	56
2.2.8.	Simbología.....	57
2.3.	TIPOS DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS	57
2.3.1.	Circuitos con estrangulador	58
2.3.1.1.	Circuitos con estrangulador simple	58
2.3.1.1.1.	Con estrangulación sobre el conducto de alimentación	58
2.3.1.1.2.	Con estrangulación sobre el conducto de retorno.....	59
2.3.1.1.3.	Con estrangulación mediante fuga sobre el conducto de alimentación	60
2.3.1.2.	Circuitos con regulador de caudal.....	61
2.3.2.	Circuitos con bomba de caudal variable	62

3.3.2.3.	Matriz de calificación.....	74
3.3.2.4.	Justificación de calificación	75
3.3.2.5.	Ponderación.....	76
3.3.2.6.	Justificación de ponderación	76
3.3.2.7.	Matriz normalizada.....	76
3.3.2.8.	Resultados	77
3.3.3.	Selección del tipo de cilindro hidráulico a usarse:	77
3.3.3.1.	Alternativas de tipos de cilindros hidráulicos.....	77
3.3.3.2.	Criterios de selección del sistema hidráulico.....	77
3.3.3.3.	Matriz de calificación.....	78
3.3.3.4.	Justificación de calificación	78
3.3.3.5.	Ponderación.....	79
3.3.3.6.	Justificación de ponderación	79
3.3.3.7.	Matriz normalizada.....	79
3.3.3.8.	Resultados	80
3.3.4.	Selección del tipo de válvula de distribución para el sistema	80
3.4.	RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS DIFERENTES SELECCIONES DEL NUEVO SISTEMA.....	81
CAPÍTULO IV.....		84
4.	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO A CONSTRUIR Y OTRAS PARTES	84
4.1.	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS CONSTITUYENTES DEL SISTEMA	84
4.1.1.	Fuerza total a aplicarse F_t	84
4.1.2.	Presión máxima del sistema $P_{máxp}$	85
4.1.3.	Caudal requerido Q	86
4.1.4.	Cálculo de Potencias	87

4.1.4.1.	Potencia en la bomba P_t	88
4.1.4.2.	Potencia en el motor P_m	88
4.1.5.	Selección de válvulas	88
4.1.5.1.	Cálculo de la presión en la válvula de alivio P_{va}	88
4.1.5.2.	Determinación de la válvula reguladora de flujo	89
4.1.6.	Selección de tuberías	89
4.1.6.1.	Selección de la tubería para la línea de succión	90
4.1.6.2.	Selección de tuberías para las líneas de presión y de retorno o descarga al tanque	90
4.1.6.3.	Selección del diámetro de tuberías gráficamente	91
4.1.6.3.1.	Tubería para la línea de succión	93
4.1.6.3.2.	Tubería para las líneas de presión y retorno al depósito	93
4.1.6.4.	Selección de la tubería adecuada	93
4.1.7.	Diseño y dimensionamiento del depósito del sistema	93
4.1.8.	Selección del pistón de doble efecto	94
4.1.9.	SELECCIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO	95
4.1.9.1.	Beneficios del Aceite Hidráulico	98
4.1.9.2.	Aplicaciones del Aceite Hidráulico	98
4.1.10.	Selección de la unión motor-bomba (matrimonio)	99
4.1.10.1.	Cálculo del Torque Nominal T_{nom}	99
4.1.10.2.	Cálculo del Torque de diseño T_{dis}	99
4.1.10.3.	Material del matrimonio	101
4.1.10.4.	Nomenclatura del matrimonio a seleccionar	102
4.2.	DISEÑO DE LA MESA	104
4.2.1.	Deformación del tablón de madera de la mesa	106

4.2.2.	Reacciones en las patas de la mesa	107
4.2.3.	Distribución de esfuerzos en el tablón de madera	108
4.2.4.	Relación de cargas de los perfiles usados en la mesa	110
4.2.5.	Calculo del factor de seguridad	112
4.2.5.1.	Cálculo del factor de seguridad para las vigas en L	113
4.2.5.2.	Cálculo del factor de seguridad para las vigas cuadradas	115
CAPÍTULO V		118
5.	MONTAJE DEL SISTEMA Y PROTOCOLO DE PRUEBAS	118
5.1.	MONTAJE DEL SISTEMA	118
5.1.1.	Introducción	118
5.1.2.	Características finales del nuevo sistema hidráulico	118
5.2.	PROTOCOLO DE PRUEBAS	127
5.3.	OBTENCIÓN DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA PARA CUALQUIER ACERO QUE PUEDA SER ENSAYADO SEGÚN DATOS EXPERIMENTALES U OBTENIDOS	131
5.3.1.	Fórmula de la resistencia última	131
5.3.2.	Cálculo del esfuerzo último en las probetas ensayadas	133
CAPÍTULO VI		134
6.	MANUAL DE USO	134
6.1.	REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS DE DOBLADO Y TRACCIÓN	134
6.1.1.	Pasos para la manipulación de la máquina en ensayo de doblado	135
6.1.2.	Pasos para el funcionamiento de la maquina en ensayo de tracción	140
6.2.	TABLA DE ADVERTENCIAS Y RECOMENDACIONES	145

6.3. TABLA DE POSIBLES PROBLEMAS Y SUS CAUSAS.....	148
6.4. MANTENIMIENTO Y LIMPIEZA DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS	149
6.4.1. En las placas, los ejes puente fijo y móvil de la máquina de ensayos.....	150
6.4.2. En el fluido hidráulico y tanque o depósito	150
6.4.3. En mangueras y conexiones	151
6.4.4. En los filtros del sistema	151
6.4.5. En el motor eléctrico	151
6.4.6. En la válvula de alivio	152
6.4.7. Pasos previos a dar mantenimiento al equipo	152
CAPÍTULO VII.....	154
7. ANÁLISIS DE COSTOS.....	154
7.1. INTRODUCCIÓN	154
7.2. COSTOS DIRECTOS.....	154
7.2.1. Costo de materia prima	154
7.2.2. Costo de elementos normalizados.....	155
7.2.3. Costo de Maquinado.....	156
7.2.4. Costo de Montaje.....	157
7.2.5. Costo directo total.....	158
7.3. COSTOS INDIRECTOS	158
7.3.1. Costo de materiales indirectos.....	158
7.3.2. Costo de ingeniería.....	159

7.3.3. Costo de imprevistos	160
7.3.4. Costo indirecto total	160
7.4. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	160
CAPÍTULO VIII	162
8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	162
8.1. CONCLUSIONES.....	162
8.2. RECOMENDACIONES	162
BIBLIOGRAFÍA	164
ANEXOS	166
ANEXO 1: SÍMBOLOS NORMALIZADOS PARA ELEMENTOS HIDROSTÁTICOS	167
ANEXO 2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA UN MOTOR TRIFÁSICO DE 2HP MARCA SIEMENS.....	169
ANEXO 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS DE ALTA PRESIÓN, SERIE SAE 100 R1AT PARA MARCAS HRW Y STRONGFLEX.....	170
ANEXO 4: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA UN CILINDRO HIDRÁULICO MARCA FAP SEGÚN NORMA ISO 6022	172
ANEXO 5: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA SELECCIÓN DE UN MATRIMONIO MARCA LOVEJOY	174
ANEXO 6: FACTURAS Y PROFORMAS.....	177
PLANOS.....	181

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1-1: LEY DE PASCAL.....	27
FIGURA 1-2: VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL ÁREA DE APLICACIÓN DE LA FUERZA	28
FIGURA 1-3: PRESIÓN HIDROSTÁTICA.....	29
FIGURA 1-4: PRINCIPIO DE CONSERVACIÓN DE LA MASA.....	30
FIGURA 1-5: VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE UN LÍQUIDO EN UNA TUBERÍA DE DIFERENTES DIÁMETROS.....	31
FIGURA 1-6: PRENSA HIDRÁULICA	32
FIGURA 1-7: CONSERVACIÓN DE ENERGÍA EN LA DIVISIÓN DE DISTANCIAS DE UNA PRENSA HIDRÁULICA	33
FIGURA 1-8: MULTIPLICACIÓN DE PRESIONES.....	34
FIGURA 1-9: PRINCIPIO DE CONTINUIDAD EN UN CAUDAL QUE CIRCULA POR UN SISTEMA HIDRÁULICO.....	35
FIGURA 1-10: VARIACIÓN DE LA PRESIÓN GENERADA POR LA PRESENCIA Y ACCIONAMIENTO DE UNA RESISTENCIA (VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO O DE APERTURA-CIERRE).....	37
FIGURA 1-11: VARIACIÓN DE LA PRESIÓN CUANDO EXISTEN: (A) RESISTENCIAS CONECTADAS EN PARALELO; Y (B) RESISTENCIAS CONECTADAS EN SERIE.....	38
FIGURA 1-12: CAÍDA DE PRESIÓN.....	39
FIGURA 2-1: DIAGRAMA DE BLOQUE DE UN SISTEMA HIDROESTÁTICO....	42
FIGURA 2-2: SISTEMA BÁSICO DE POTENCIA HIDRÁULICA.....	43
FIGURA 2-3: BOMBA DE ENGRANAJES	45
FIGURA 2-4: ACUMULADOR DE PRESIÓN	46

FIGURA 2-5: DEPÓSITO O TANQUE DE ALMACENAMIENTO DEL FLUIDO HIDRÁULICO	47
FIGURA 2-6: CILINDRO DE DOBLE EFECTO	48
FIGURA 2-7: MOTOR HIDRÁULICO ROTATIVO	49
FIGURA 2-8: VÁLVULA DE SECUENCIA.....	51
FIGURA 2-9: VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN.....	51
FIGURA 2-10: VÁLVULA DE SEGURIDAD	52
FIGURA 2-11: VÁLVULA ESTRANGULADORA.....	53
FIGURA 2-12: VÁLVULA DE CORREDERA DE 4VIAS 3 POSICIONES CON ENCLAVAMIENTO.....	53
FIGURA 2-13: VÁLVULA ANTIRRETORNO	54
FIGURA 2-14: RACOR ESTÁNDAR	55
FIGURA 2-15: TUBERÍA FLEXIBLE	55
FIGURA 2-16: FILTRO DE ACEITE	57
FIGURA 2-17: CIRCUITO CON ESTRANGULACIÓN EN EL CONDUCTO DE ALIMENTACIÓN	59
FIGURA 2-18: CIRCUITO CON ESTRANGULACIÓN EN EL CONDUCTO DE RETORNO	60
FIGURA 2-19: CIRCUITO CON ESTRANGULACIÓN MEDIANTE FUGA.....	61
FIGURA 3-1: ESQUEMA ESTRUCTURAL MECÁNICO DE LA PRENSA.....	66
FIGURA 3-2: PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL NUEVO SISTEMA HIDRÁULICO A SELECCIONAR	69
FIGURA 3-3: REPRESENTACIÓN TÉCNICA DE LA VÁLVULA SELECCIONADA (4/3 TIPO TÁNDEM)	80
FIGURA 3-4: VÁLVULA 4/3 CON ACCIONAMIENTO MANUAL Y ENCLAVAMIENTO.....	81

FIGURA 3-5: DIAGRAMA FINAL DEL SISTEMA A DISEÑAR Y CONSTRUIR O SELECCIONAR.....	82
FIGURA 4-1: DIAGRAMA SANKEY QUE REPRESENTA LOS VALORES PROMEDIOS DE LAS RESPECTIVAS EFICIENCIAS PARA CADA ELEMENTO HIDRÁULICO	87
FIGURA 4-2: FIGURA PARA LA SELECCIÓN DEL DIÁMETRO INTERNO DE LA MANGUERA (CAUDAL Y VELOCIDAD).....	92
FIGURA 4-3: ESPECIFICACIÓN DE UNA ROSCA INTERNA EN EL VÁSTAGO	95
FIGURA 4-4: GRADO DE VISCOSIDAD APROPIADO TOMANDO EN CUENTA LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN	97
FIGURA 4-5: DISTRIBUCIÓN DE LOS PERFILES DE ACERO EN LA ESTRUCTURA METÁLICA DE LA MESA.....	104
FIGURA 4-6: TABLÓN DE MADERA SOBRE LA ESTRUCTURA METÁLICA.	105
FIGURA 4-7: DISTRIBUCIÓN DEL PESO DE LA MÁQUINA EN EL CENTRO DE LA MESA.....	106
FIGURA 4-8: DISTRIBUCIÓN DE LA DEFORMACIÓN EN EL TABLÓN DE MADERA DE LA MESA	107
FIGURA 4-9: REACCIONES DE FUERZA EN LAS PATAS DE LA MESA.....	108
FIGURA 4-10: MÁXIMO ESFUERZO EN EL CENTRO DE LA MESA.....	109
FIGURA 4-11: MÁXIMO ESFUERZO EN LOS EXTREMOS DE LA MESA.....	109
FIGURA 4-12: SIMULACIÓN DE LA RELACIÓN DE CARGA PARA EL PERFIL EN L DE LA BASE SUPERIOR DE LA MESA	111
FIGURA 4-13: SIMULACIÓN DE LA RELACIÓN DE CARGA PARA EL PERFIL EN L DE LA BASE MEDIA DE LA MESA.....	111
FIGURA 4-14: SIMULACIÓN DE LA RELACIÓN DE CARGA PARA EL PERFIL CUADRADO DE LAS PATAS DE LA MESA.....	112
FIGURA 4-15: SIMULACIÓN DEL MOMENTO MÁXIMO PARA EL PERFIL EN L	114

FIGURA 4-16: SIMULACIÓN DE LA FUERZA AXIAL EN LA VIGA CUADRADA	116
FIGURA 4-17: SIMULACIÓN DEL MOMENTO MÁXIMO EN EL PERFIL EN L.	117
FIGURA 5-1: UNIDAD HIDRÁULICA PRE-ENSAMBLADA 1	120
FIGURA 5-2: UNIDAD HIDRÁULICA PRE-ENSAMBLADA 2	120
FIGURA 5-3: PRE-ENSAMBLE; A) FILTRO HIDRÁULICO DE RETORNO O DESCARGA; B) BOMBA DE ENGRANES.....	121
FIGURA 5-4: PRE-ENSAMBLE; A) VÁLVULA DE CONTROL DIRECCIONAL Y DE ALIVIO; B) MOTOR ELÉCTRICO	121
FIGURA 5-5: PRE-ENSAMBLE; A) EJE DEL MOTOR ELÉCTRICO; B) UNIÓN MOTOR-BOMBA (MARIMONIO)	122
FIGURA 5-6: ENSAMBLE DEL CILINDRO CON LAS PLACAS; A) PLACA BASE; B) CILINDRO DE DOBLE EFECTO; C) PLACA ACOPLA; D) EJE DE ACOPLA; E) PLACA SOPORTE	122
FIGURA 5-7: MONTAJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO.	123
FIGURA 5-8: MÁQUINA DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS EN JUNTAS SOLDADAS Y SU SISTEMA HIDRÁULICO (ENSAMBLE FINAL) 1.....	123
FIGURA 5-9: SISTEMA HIDRÁULICO 1 (ENSAMBLE FINAL).....	124
FIGURA 5-10: SISTEMA HIDRÁULICO 2 (ENSAMBLE FINAL).....	124
FIGURA 5-11: MÁQUINA DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS EN JUNTAS SOLDADAS Y SU SISTEMA HIDRÁULICO (ENSAMBLE FINAL) 2.....	125
FIGURA 5-12: MÁQUINA DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS EN JUNTAS SOLDADAS Y SU SISTEMA HIDRÁULICO (ENSAMBLE FINAL) 3.....	125
FIGURA 5-13: A) CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO; B) VÁLVULA ESTRANGULADORA (REGULADORA DE CAUDAL).....	126
FIGURA 5-14: MÁQUINA DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS EN JUNTAS SOLDADAS Y SU SISTEMA HIDRÁULICO (ENSAMBLE FINAL) 4.....	126

FIGURA 5-15: MEDIDAS DE LAS PROBETAS UTILIZADAS PARA LOS ENSAYOS DE TRACCIÓN Y DOBLADO.....	127
FIGURA 5-16: ENSAYO DE DOBLADO EN LA MÁQUINA TOMA LEJANA.....	128
FIGURA 5-17: ENSAYO DE DOBLADO EN LA MÁQUINA TOMA CERCANA..	128
FIGURA 5-18: ENSAYO 1 DE TRACCIÓN EN LA MÁQUINA	129
FIGURA 5-19: ENSAYO 2 DE TRACCIÓN EN LA MÁQUINA	129
FIGURA 5-20: PROBETAS DOBLADAS EN LA MÁQUINA.....	130
FIGURA 5-21: PROBETA ROTA DEBIDO AL ENSAYO DE TRACCIÓN REALIZADO EN LA MÁQUINA.....	130
FIGURA 6-1: ÁREAS O CÁMARAS DE ENSAYO DE LA MÁQUINA.....	134
FIGURA 6-2: MIRILLA DEL TANQUE RESERVORIO	135
FIGURA 6-3: JIG DE DOBLADO HEMBRA SOBRE LA MÁQUINA DE ENSAYOS	135
FIGURA 6-4: BOTÓN VERDE DE ENCENDIDO DEL ARRANCADOR.....	136
FIGURA 6-5: MONTAJE DE LOS JIG DE DOBLADO Y PROBETA PARA EL ENSAYO DE DOBLADO.....	136
FIGURA 6-6: ALINEAMIENTO DE LOS JIG DE DOBLADO Y LA PROBETA ...	137
FIGURA 6-7: PALANCA DE MANDO EN POSICIÓN 2 PARA EL AVANCE DEL PISTÓN.....	137
FIGURA 6-8: CULMINACIÓN DEL ENSAYO DE DOBLADO	138
FIGURA 6-9: POSICIÓN DEL MANÓMETRO CUANDO CULMINA LA CARRERA DEL PISTÓN.....	138
FIGURA 6-10: POSICIÓN DE LA PALANCA DE MANDO EN DESCANSO O POSICIÓN 1.....	139
FIGURA 6-11: PALANCA DE MANDO EN POSICIÓN 3 PARA EL REGRESO DEL PISTÓN.....	139
FIGURA 6-12: BOTÓN ROJO DE APAGADO DEL ARRANCADOR.....	140

FIGURA 6-13: MIRILLA DEL TANQUE RESERVORIO	140
FIGURA 6-14: BOTÓN VERDE DE ENCENDIDO DEL ARRANCADOR.....	141
FIGURA 6-15: CONTROL DE FLUJO DE LA VÁLVULA ESTRANGULADORA	141
FIGURA 6-16: FORMA DE COLOCAR LAS MORDAZAS Y PROBETA PARA EL ENSAYO DE TRACCIÓN.....	142
FIGURA 6-17: TIPOS DE MORDAZAS DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS	142
FIGURA 6-18: PALANCA DE MANDO EN POSICIÓN 2 PARA EL AVANCE DEL PISTÓN.....	143
FIGURA 6-19: POSICIÓN DE LA PALANCA DE MANDO EN DESCANSO O POSICIÓN 1.....	143
FIGURA 6-20: PALANCA DE MANDO EN POSICIÓN 3 PARA EL REGRESO DEL PISTÓN	144
FIGURA 6-21: BOTÓN ROJO DE APAGADO DEL ARRANCADOR.....	144
FIGURA 6-22: VÁLVULA DE ALIVIO	152

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 3-1: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA PRENSA.....	68
TABLA 3-2: ALTERNATIVAS DEL SISTEMA HIDRÁULICO CON CONTROL DE VELOCIDAD.....	70
TABLA 3-3: CRITERIOS DE SELECCIÓN.....	71
TABLA 3-4: MATRIZ DE CALIFICACIÓN	71
TABLA 3-5: PONDERACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN	72
TABLA 3-6: MATRIZ NORMALIZADA.....	73
TABLA 3-7: RESULTADOS.....	73
TABLA 3-8: DIFERENTES ALTERNATIVAS PARA LA SELECCIÓN DEL CONTROL DE VELOCIDAD EN SISTEMAS HIDRÁULICOS CON BOMBA DE CAUDAL CONSTANTE.....	74
TABLA 3-9: CRITERIOS DE SELECCIÓN.....	74
TABLA 3-10: MATRIZ DE CALIFICACIÓN.....	74
TABLA 3-11: PONDERACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN	76
TABLA 3-12: MATRIZ NORMALIZADA.....	76
TABLA 3-13: RESULTADOS.....	77
TABLA 3-14: ALTERNATIVAS	77
TABLA 3-15: CRITERIOS DE SELECCIÓN.....	78
TABLA 3-16: MATRIZ DE CALIFICACIÓN.....	78
TABLA 3-17: PONDERACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN	79
TABLA 3-18: MATRIZ NORMALIZADA.....	79
TABLA 3-19: RESULTADOS.....	80
TABLA 4-1: LONGITUDES DE PROBETAS PARA ENSAYO DE TRACCIÓN EN JUNTAS SOLDADAS SEGÚN NORMAS.....	84
TABLA 4-2: LÍMITES DE VELOCIDADES RECOMENDADOS PARA LAS DIFERENTES LÍNEAS.....	89

TABLA 4-3: DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DEL FLUIDO HIDRÁULICO PARA EL SISTEMA EN FUNCIÓN DEL VOLUMEN NECESARIO EN LITROS..	94
TABLA 4-4: EQUIVALENCIAS ENTRE LOS DIFERENTES SISTEMAS DE CLASIFICACIÓN DE LA VISCOSIDAD	96
TABLA 4-5: CLASIFICACIÓN ISO DE LOS ACEITES INDUSTRIALES.....	97
TABLA 4-6: FACTOR DE APLICACIÓN DE SERVICIO EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR Y BOMBA	100
TABLA 4-7: TIPO DE MATERIAL DEL MATRIMONIO A SELECCIONAR EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE TRABAJO	101
TABLA 4-8: TAMAÑO DEL MATRIMONIO A SELECCIONAR EN FUNCIÓN DEL TIPO DE MATERIAL Y TORQUE DE DISEÑO.....	102
TABLA 4-9: CODIFICACIÓN DEL MATRIMONIO EN FUNCIÓN DEL Ø AGUJERO DEL MATRIMONIO PARA ACOPLAMIENTO DEL EJE	103
TABLA 4-10: PESO QUE SOPORTARA LA MESA	104
TABLA 4-11: TIPOS DE PERFILES QUE CONFORMAN LA ESTRUCTURA METÁLICA DE LA MESA.....	104
TABLA 4-12: MÁXIMA DEFORMACIÓN EN EL TABLÓN DE MADERA DEBIDO A LA CARGA APLICADA	106
TABLA 4-13: REACCIONES EN LAS TRES DIMENSIONES DE LAS PATAS DE LA MESA.....	107
ESTOS VALORES SE RESUMEN EN LA TABLA 4-14.....	109
TABLA 4-14: MAYORES ESFUERZOS EN EL TABLÓN DE MADERA DE LA MESA OBTENIDOS POR SIMULACIÓN	109
TABLA 4-15: RESISTENCIA MECÁNICA DE LA MADERA DE EUCALIPTO ...	110
TABLA 4-16: ÍNDICE DEMANDA – CAPACIDAD PARA LOS PERFILES USADOS EN LA MESA.....	112
TABLA 5-1: ELEMENTOS SELECCIONADOS PARA EL NUEVO SISTEMA ...	118

TABLA 5-2: DATOS OBTENIDOS DE LAS PRESIONES OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE TRACCIÓN Y DOBLADO.....	131
TABLA 6-2: PROPUESTA DE PROBLEMAS EN EL SISTEMA HIDRÁULICO Y SUS POSIBLES SOLUCIONES.....	148
TABLA 7-1: COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	155
TABLA 7-2: COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	156
TABLA 7-3: COSTO DE MAQUINADO.....	157
TABLA 7-4: COSTO DE MONTAJE.....	158
TABLA 7-5: COSTO DIRECTO TOTAL.....	158
TABLA 7-6: COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS.....	159
TABLA 7-7: COSTO DE INGENIERÍA.....	159
TABLA 7-8: COSTO DE IMPROVISO.....	160
TABLA 7-9: COSTO TOTAL INDIRECTO.....	160
TABLA 7-10: COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	161

RESUMEN

El presente proyecto se enfoca en el diseño y construcción de un sistema de automatización hidráulico para la máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas del Laboratorio de Soldadura que estaba en desuso, debido a factores tanto de diseño como de operación, y tomando en cuenta el gran valor funcional de la máquina dentro de los trabajos que realiza el laboratorio, se decidió repotenciar e independizar la operación de la máquina en gran medida de la intervención humana.

El sistema cuenta con una capacidad de 30 toneladas dato de diseño que se obtuvo de las características del material a ser traccionado, las cuales son probetas según norma AWS D1.1, API 1104 y ASME IX. Con el dato obtenido de 30 toneladas se pudo calcular la presión requerida del sistema el cual fue de 2000 PSI, este dato permitió calcular y seleccionar todas las partes que conforman el sistema hidráulico a desarrollar.

El sistema hidráulico consta de una bomba recíproca de engranajes, un motor eléctrico trifásico, válvula de alivio, direccional de flujo y estranguladora para controlar la velocidad del pistón, filtro de descarga y absorción, manómetro, arrancador, mangueras y racores (conexiones), unión motor – bomba, tanque de almacenamiento o depósito de aceite, aceite hidráulico ISO 32, un cilindro de doble efecto, el mismo que reemplazó a la gata hidráulica que era parte de la máquina que estaba en desuso, codos y demás accesorios para el ensamble.

Una vez obtenido todo el mecanismo armado y repotenciado se procedió a realizar pruebas tanto en doblado como en tracción con el fin de comprobar el comportamiento y operación de la nueva máquina. Las pruebas fueron realizadas en probetas de acero API 5L x 60 con dimensiones transversales de 0.344 * 1 pulgada. Obteniendo así un correcto y óptimo funcionamiento de la máquina, razón por la cual se concluyó con la validación del mecanismo diseñado, seleccionado y obtenido.

PRESENTACIÓN

Normalmente en la industria metálica se realizan ensayos destructivos en probetas normalizadas de soldadura con el objetivo de verificar la fiabilidad de los procesos de soldadura. Para la realización de estos trabajos se requiere de mecanismos o maquinaria sofisticada que opere de la manera más conveniente posible.

El Laboratorio de Soldadura de la Escuela Politécnica Nacional realiza frecuentemente contratos para empresas que requieren estos tipos de servicios, obteniendo así ingresos económicos que beneficia a la Escuela Politécnica Nacional. Por lo general las máquinas del laboratorio que ejecutan estos tipos de procesos poseen un trabajo de carga intermitente y con consumo de energía humana, que no permite la realización de ensayos rápidamente y sobre todo de acuerdo a las especificaciones técnicas de los ensayos.

Por esta razón se vio necesario disponer de un mecanismo que realice estos tipos de trabajos de una manera más continua y automatizada con el propósito de obtener tiempos más cortos de trabajo y disminuir el esfuerzo humano en los ensayos.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA

1.1.1. HIDRÁULICA Y OLEOHIDRÁULICA

Para entender correctamente la diferencia entre estos dos conceptos principales se debe estudiar correctamente sus definiciones, por tal motivo se entiende que:

- Hidráulica: Es una parte de la física que estudia las leyes de equilibrio y movimiento de los líquidos y su aplicación práctica.
- Oleohidráulica: Es la transmisión, control de fuerzas y movimientos mediante fluidos, que son generalmente aceites minerales (obtenidos de la destilación del petróleo) sometidos a presión.

Como se puede notar la hidráulica abarca un sentido más amplio al indicar que se trabaja con fluidos en general existiendo así una diferencia significativa, ya que generalmente en nuestro medio indistintamente se utiliza el término hidráulica para indicar estos dos medios.

La ventaja que presenta el uso de la hidráulica con la mecánica tradicional es que se tiene una reducción de desgaste y mantenimiento de la partes, está exenta de vibraciones y se tiene una fácil regulación de la velocidad.

1.1.2. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS HIDRÁULICOS

1.1.2.1. Fluidéz

Es la mayor o menor facilidad que tiene un fluido al desplazarse.

1.1.2.2. Viscosidad

Se da por el roce entre las moléculas de un fluido, por tanto se define como la mayor o menor resistencia de las moléculas de los fluidos a desplazarse unas sobre otras.

En todos los líquidos la viscosidad disminuye con el aumento de la temperatura, por ende la viscosidad es dependiente de la temperatura y a su vez de las propiedades de cada fluido.

En laboratorios se mide la viscosidad con un recipiente que tiene en el fondo un agujero, gracias a esto se puede cuantificar la cantidad de fluido que pasa por dicho agujero en un determinado tiempo.

Una de las unidades de medida de la viscosidad es el poise:

$$1 \text{ poise (P)} = 1 \text{ dina} \cdot \text{s/cm}^2 = 0,01019 \text{ kg} \cdot \text{s/m}^2 = 0,1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$1 \text{ stoke} = 1 \text{ dina/1 poise} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 0,0001 \text{ m}^2/\text{s}$$

El submúltiplo del stoke es el centistoke (sSt), que equivale a la viscosidad del agua a 20° C (1,0038 cSt)

1.1.2.3. Compresibilidad

Es una propiedad que se produce en un fluido sometido a presión, sin embargo esta compresibilidad es muy reducida en los líquidos, propiedad que no se da en los gases. Por tal motivo se toma al fluido líquido como si no fuera compresible. Ahora bien, en otros casos muy particulares en que la presión es muy importante debe tenerse en cuenta este concepto.

1.1.2.4. Densidad

Teniendo en cuenta un fluido homogéneo se define a la densidad de un líquido (ρ) como la relación existente entre la masa y el volumen del mismo:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Donde: m: masa

V: volumen

Debido al efecto de la compresibilidad de los fluidos que son tomados generalmente como despreciables, la densidad del fluido no varía significativamente con la presión.

1.1.2.5. Cavitación

Es un fenómeno que se genera en un fluido, formándose una bolsa de vapor (del mismo fluido) que vuelve a condensarse. Este fluido erosiona las partes metálicas que tiene a su alrededor, al someterse a grandes gradientes de presión.

1.1.2.6. Presión de vapor

Es la presión que ejercen las moléculas de un líquido al vaporizarse sobre la superficie del líquido. Esta presión depende de la temperatura. Si la presión de vapor se iguala a la del ambiente, el fluido hierve.

1.1.3. PRINCIPIOS BÁSICOS Y DEFINICIONES PRELIMINARES

1.1.3.1. Presión por fuerzas externas (Ley de Pascal)

El Principio de Pascal establece que la presión ejercida en un punto cualquiera de un líquido estático es la misma y por ende se transmite por igual en todas las direcciones, ejerciendo así fuerzas iguales en áreas iguales en los ángulos correspondientes, como se observa en la figura 1-1.

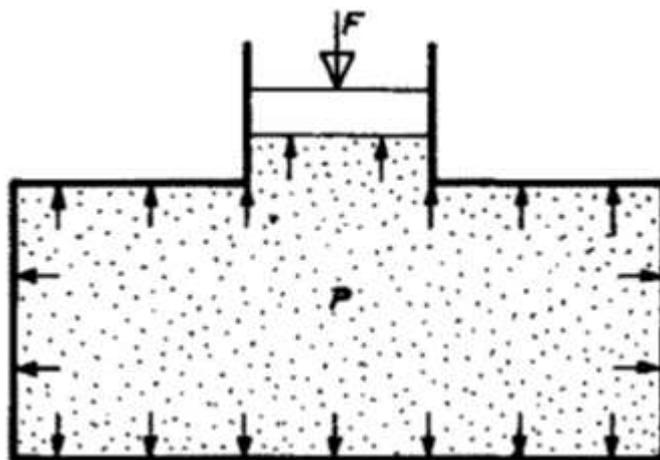


Figura 1-1: Ley de Pascal¹

Teniendo en cuenta que presión (P) es la fuerza que se ejerce por unidad de superficie.

¹ ROLDÁN José; (1993); "Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada"; Ed. Thompson Paraninfo; III Edición; México; pág. 132

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 1.2})$$

Donde: F: Fuerza

A: Área o superficie

De lo dicho anteriormente se puede notar que la presión variará dependiendo del área en el cual se aplique dicha fuerza, es decir para una magnitud de área mayor, la presión disminuirá, mientras que para un área menor sucederá todo lo contrario, como se puede observar a continuación en la figura 1-2.

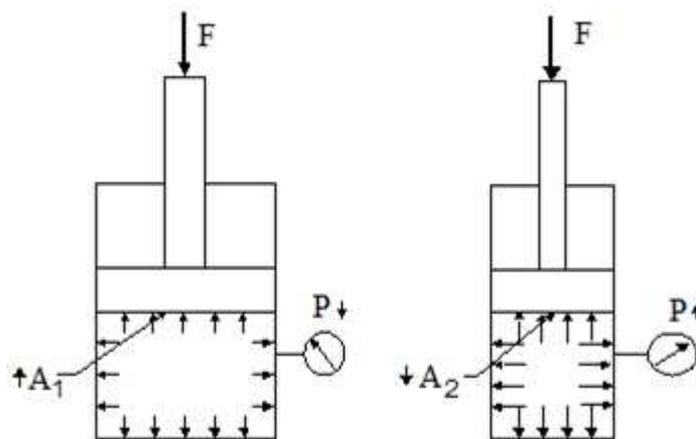


Figura 1-2: Variación de la presión en función del área de aplicación de la fuerza²

1.1.3.2. Presión como consecuencia del peso del fluido.

El peso del líquido en un determinado recipiente ejerce como consecuencia de su propio peso una presión sobre la superficie en que actúa, esto se aprecia en la figura 1-3.

² TECSUP-Campus Virtual; "Manual Fundamentos de Hidráulica"; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 22

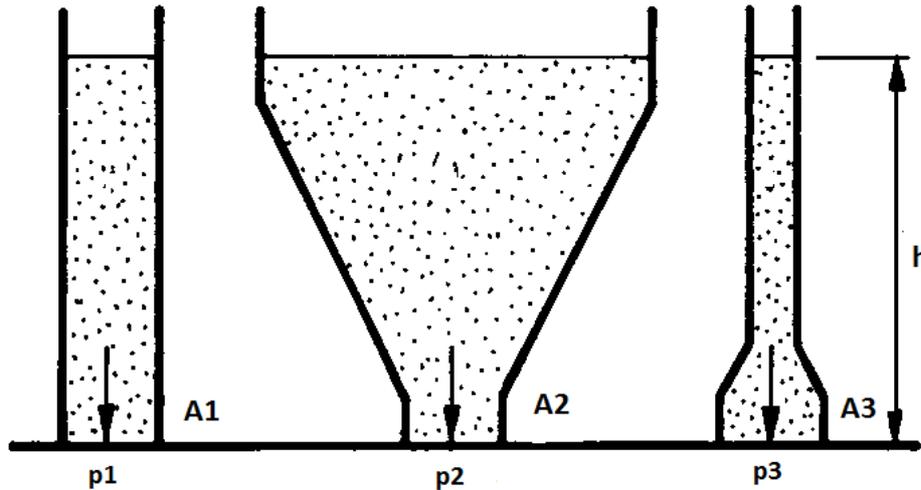


Figura 1-3: Presión hidrostática³

Dicha presión (presión hidrostática) está en función de la altura, densidad del líquido y gravedad.

$$p = h * \rho * g \quad (\text{Ec. 1.3})$$

Para un mismo líquido la presión ejercida sobre el fondo de los diferentes recipientes de igual sección es la misma, independientemente de la forma, si la altura (h) es igual para todos los casos.

El parámetro de la presión hidrostática es insignificante en oleohidráulica debido a que los equipos hidráulicos tienen alturas del orden de pocos metros porque estos son compactos.

1.1.3.3. Conservación de la masa

Este principio establece que la transferencia neta de masa hacia o desde un sistema durante un proceso es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del sistema durante este proceso⁴ (Fig.1-4).

³ ROLDÁN José; (1993); "*Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada*"; Ed. Thompson Paraninfo; III Edición; México; pág. 131

⁴ CENGEL Yunus, BOLES Michael; (2006); "*Termodinámica*"; Ed. Mc Graw Hill, V Edición; México; pág. 222.

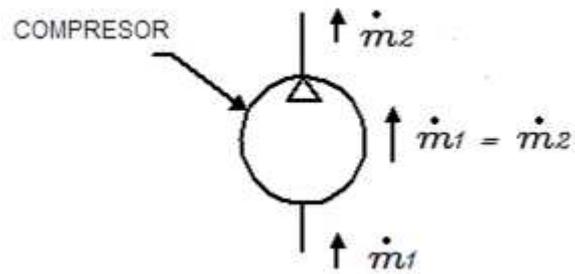


Figura 1-4: Principio de conservación de la masa⁵

$$\Delta \dot{m}_{sistema} = \dot{m}_{final(2)} - \dot{m}_{inicial(1)} \quad (Ec. 1.4)$$

Donde el flujo másico \dot{m} es:

$$\dot{m} = \rho v S \quad (Ec. 1.5)$$

ρ : Densidad del fluido

v = Velocidad promedio del fluido normal a S

S = Sección transversal normal a la dirección del flujo

En este proceso se puede especificar claramente que la conservación de la masa se da de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho * Q = \rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 = Cte \quad (Ec. 1.6)$$

1.1.3.4. Ecuación de continuidad

A partir de que se tiene un fluido incompresible, se puede decir que la densidad ρ del fluido es constante y por lo tanto de la ecuación 1.6 se tiene:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = Cte$$

$$v * S = Q \quad (Ec. 1.7)$$

Donde: Q = Caudal del fluido

⁵ TECSUP-Campus Virtual; "Manual Fundamentos de Hidráulica"; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 19.

De esto se puede mencionar que la velocidad del aceite hidráulico dependerá directamente del diámetro por donde este fluya, es decir, para un fluido que circula por una tubería de mayor diámetro la velocidad es menor, mientras que cuando un fluido circula por una tubería de menor diámetro la velocidad es mayor pero para los casos el caudal permanecerá constante, como se puede observar en la siguiente figura 1-5.

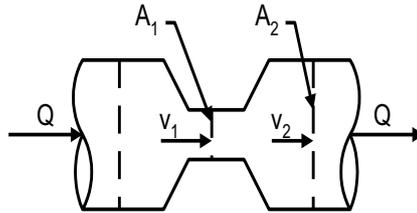


Figura 1-5: Variación de la velocidad de un líquido en una tubería de diferentes diámetros⁶

$$A_1 < A_2$$

$$V_1 > V_2$$

$$Q_1 = Q_2$$

1.1.3.5. Multiplicación de las fuerzas (Prensa hidráulica)

El efecto de multiplicación de fuerzas se da en el mecanismo denominado prensa hidráulica, el mismo que se basa en el principio de Pascal para transmitir una fuerza. Este mecanismo consta de vasos basculantes o recipientes comunicados impulsados por pistones de diferentes áreas, que mediante la aplicación de una pequeña fuerza sobre una superficie pequeña se tiene la equivalencia a una fuerza grande sobre una superficie grande, proporcionalmente iguales.

Para explicar detalladamente este efecto se considera el siguiente ejemplo con la ayuda de la figura 1-6 que se muestra a continuación.

⁶ TECSUP-Campus Virtual; “Manual Fundamentos de Hidráulica”; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 19.

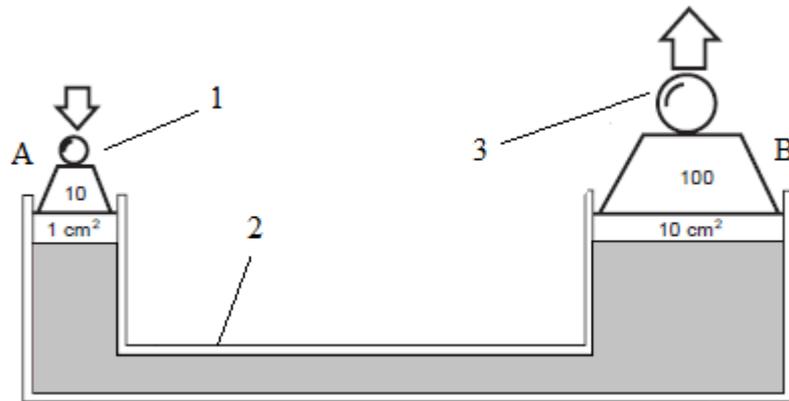


Figura 1-6: Prensa hidráulica⁷

Tomando en cuenta que para este sistema hidráulico A es la entrada y B es la salida se tiene que:

1. En A se aplica una fuerza de 10 kgf en un pistón de 1 cm² de área.
2. Mediante la aplicación de dicha fuerza se obtiene una presión de 10 kgf/cm² en todos los sentidos dentro del recipiente.
3. La presión obtenida soportará un peso de 100 kgf si se tuviera un área de 10 cm² en B.

De lo anteriormente mencionado se puede decir que las fuerzas son proporcionales a las áreas de los pistones, de la siguiente manera:

$$ENTRADA \frac{10 \text{ kgf}}{1 \text{ cm}^2} = \frac{100 \text{ kgf}}{10 \text{ cm}^2} SALIDA$$

1.1.3.6. Conservación de la energía

El principio de conservación de la energía llamado también como primera ley de la termodinámica brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía tales como el calor, el trabajo y la energía total. A partir de observaciones experimentales, este principio establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede

⁷ PARKER Training; (1999); "Tecnología Hidráulica Industrial"; Jacareí - São Paulo; pág. 7

cambiar de forma. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso⁸.

La conservación de energía en una multiplicación de fuerzas significa que se tienen dos pistones de diferentes diámetros y por ende áreas A_1 y A_2 , el pistón de área mayor A_2 es movido por el fluido que desplaza el pistón de diámetro más pequeño A_1 , siendo que la distancia de cada pistón X_1 y X_2 sea inversamente proporcional a sus áreas. Lo que se gana en relación a la fuerza debe ser sacrificado en distancia o velocidad (Fig.1-7).

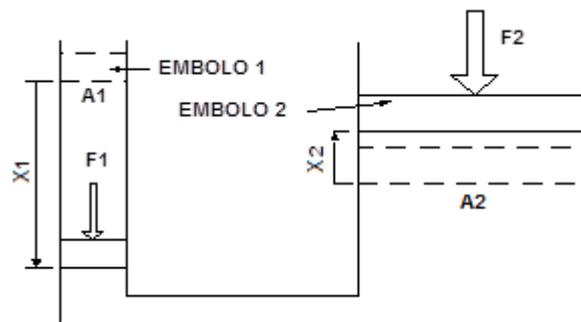


Figura 1-7: Conservación de energía en la división de distancias de una prensa hidráulica⁹

$$V_1 = X_1 * A_1 \quad V_2 = X_2 * A_2$$

$$V_1 = V_2$$

$$X_1 * A_1 = X_2 * A_2$$

$$\frac{X_1}{X_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (\text{Ec. 1.8})$$

⁸ CENGEL Yunus, BOLES Michael; (2006); “*Termodinámica*”; Ed. Mc Graw Hill, V Edición; México; pág. 70.

⁹ TECSUP-Campus Virtual; “*Manual Fundamentos de Hidráulica*”; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 26.

1.1.3.7. Multiplicación de presiones

Para obtener una correcta definición y entendimiento sobre este efecto se utilizará la figura 1-8 que se muestra a continuación.

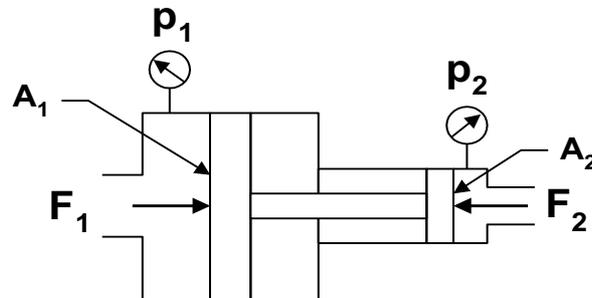


Figura 1-8: Multiplicación de presiones¹⁰

Con respecto a esta figura se puede decir que la presión P_1 ejercida sobre un área A_1 ejerce una fuerza F_1 , que se transmite mediante vástago hacia el émbolo pequeño. En este caso, se genera en el émbolo pequeño una presión P_2 que será de mayor magnitud que P_1 , debido a que el área de aplicación A_2 es menor, para una fuerza F_2 que es igual a F_1 .

$$F_1 = P_1 * A_1 \quad F_2 = P_2 * A_2$$

$$F_1 = F_2 \text{ (Sistema en equilibrio)}$$

$$P_1 * A_1 = P_2 * A_2$$

De esto se puede decir que “Las presiones generadas son inversamente proporcionales a las áreas”

$$P_2 = \left(\frac{A_1}{A_2}\right) * P_1 \quad (\text{Ec. 1.9})$$

¹⁰ TECSUP-Campus Virtual; “Manual Fundamentos de Hidráulica”; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 27.

1.1.4. CAUDAL Y GENERACIÓN DE PRESIÓN

1.1.4.1. Flujo volumétrico

Considerado también como caudal, es el volumen de un fluido V que fluye por un punto en el tiempo t

$$Q = V * t \quad (\text{Ec. 1.10})$$

1.1.4.2. Continuidad

Para fluidos incompresibles, por continuidad, se define al caudal como el producto de la velocidad v por el área A

$$Q = v * A \quad (\text{Ec. 1.11})$$

La aplicación de la continuidad se puede desarrollar en la siguiente figura 1-9.

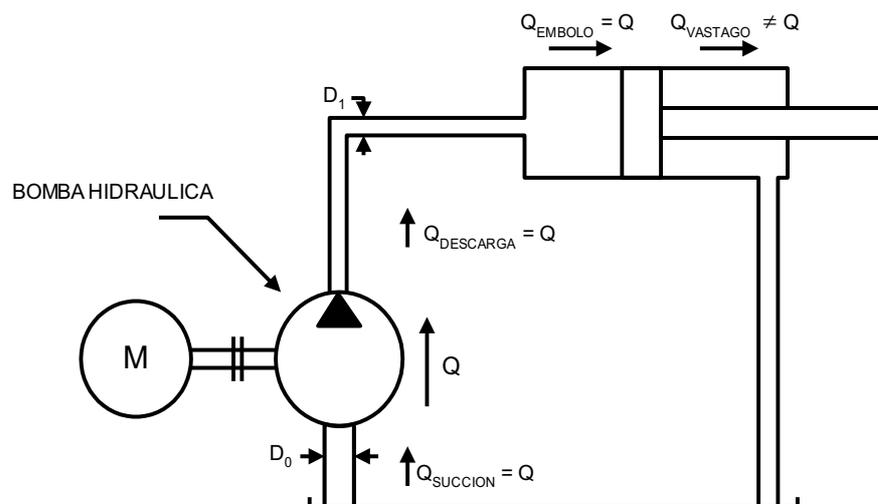


Figura 1-9: Principio de continuidad en un caudal que circula por un sistema hidráulico¹¹

Se puede observar que:

- La bomba, la cual toma el aceite del tanque y lo envía hacia el sistema, envía caudal constante al sistema en forma continua.

¹¹ TECSUP-Campus Virtual; "Manual Fundamentos de Hidráulica"; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 34.

- La línea de succión tiene mayor diámetro que la línea de descarga.

Debido a esto se puede concluir lo siguiente:

- Se tiene un caudal constante en línea de succión y en la de descarga.
- La velocidad en la zona de succión es menor que en la de descarga.
- El caudal en la tubería es igual al de la sección del émbolo del pistón.
- La velocidad del fluido en la zona de descarga es mayor que en la del émbolo del pistón.
- El caudal en el lado del émbolo es diferente al caudal en el lado del vástago del cilindro.
- La velocidad es la misma al lado del émbolo y al lado del vástago.

Con las conclusiones obtenidas se dice que el teorema de la continuidad es aplicado a una línea de corriente, debido a esto el caudal en el lado del émbolo del cilindro es diferente al caudal del lado del vástago, por lo que no hay continuidad en estos puntos.

La velocidad del actuador es determinado por el desplazamiento del volumen del fluido y la presión que genera la bomba hidráulica.

1.1.4.3. Caudal en una bomba o motor en régimen continuo (desplazamiento volumétrico)

El desplazamiento volumétrico DV o volumen de expulsión es una característica geométrica muy importante que tiene una bomba, este DV es el parámetro más importante para la selección de una bomba o motor hidráulico y se define como el volumen de fluido que desplaza o que impulsa en una revolución (cm^3/rev).

Si una bomba gira η revoluciones por cada minuto, el caudal que envía (recibe) será:

$$Q = DV * \eta \quad (\text{Ec. 1.12})$$

El desplazamiento volumétrico es sinónimo de tamaño, es decir, una bomba pequeña tendrá un DV pequeño e impulsa poco caudal, mientras que con una bomba grande sucede todo lo contrario.

1.1.4.4. Generación de la presión

La presión es originada cuando el caudal del fluido que se encuentra circulando por el sistema encuentra una resistencia a su desplazamiento.

Una de las maneras con las que el caudal puede encontrar resistencia es con la presencia de una válvula específica como se detalla en la siguiente figura 1-10.

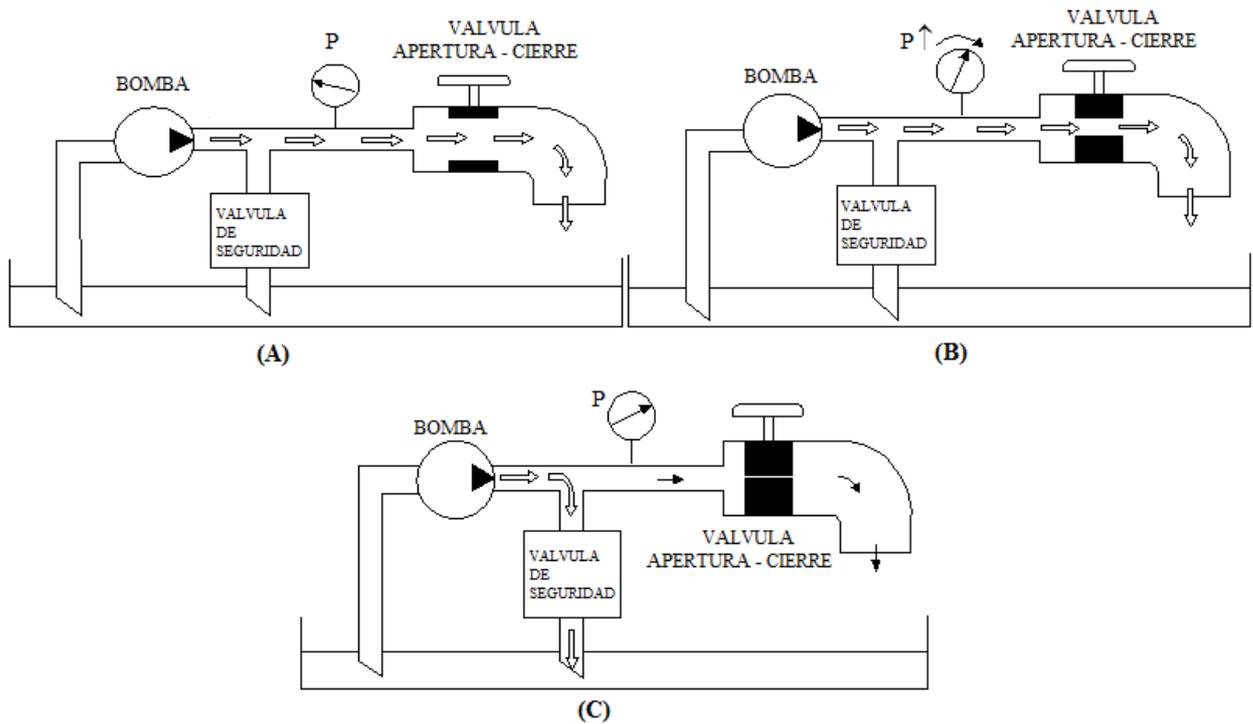


Figura 1-10: Variación de la presión generada por la presencia y accionamiento de una resistencia (válvula de estrangulamiento o de apertura-cierre)¹²

En este caso, se puede ver la existencia de una válvula de apertura – cierre o válvula de estrangulamiento, la misma que aumentará o disminuirá la presión conforme aumente o disminuya la resistencia.

Para este efecto se tiene en cuenta tres consideraciones:

- La válvula de apertura y cierre está totalmente abierta (Caso A): Por este motivo no se genera resistencia y el caudal que envía la bomba pasa

¹² TECSUP-Campus Virtual; “Manual Fundamentos de Hidráulica”; Sección Mandos Hidráulicos; págs. 39 - 40.

libremente y por lo tanto el manómetro marca una presión P que se aproxima a cero (debido a la fricción y a las pérdidas de energía en la tubería).

- La válvula de apertura – cierre se ha cerrado pero no totalmente (Caso B): Por este motivo se va aumentando a resistencia al paso del fluido y la lectura en el manómetro empezará a aumentar. Si se sigue cerrando la presión seguirá aumentado ya que la bomba constantemente está enviando caudal.
- La válvula de apertura – cierre está totalmente cerrada (Caso C): La presión aumentará continuamente. Para este caso existe la acción de la válvula de seguridad, la cual estando calibrada a una cierta presión se abrirá (por seguridad) para permitir el paso de caudal por esta.

1.1.4.5. Caminos alternativos con resistencia diferente en paralelo y en serie

Para ilustrar de mejor manera la formación de estas formas de colocación de resistencias se ha hecho uso de la figura 1-11, a continuación:

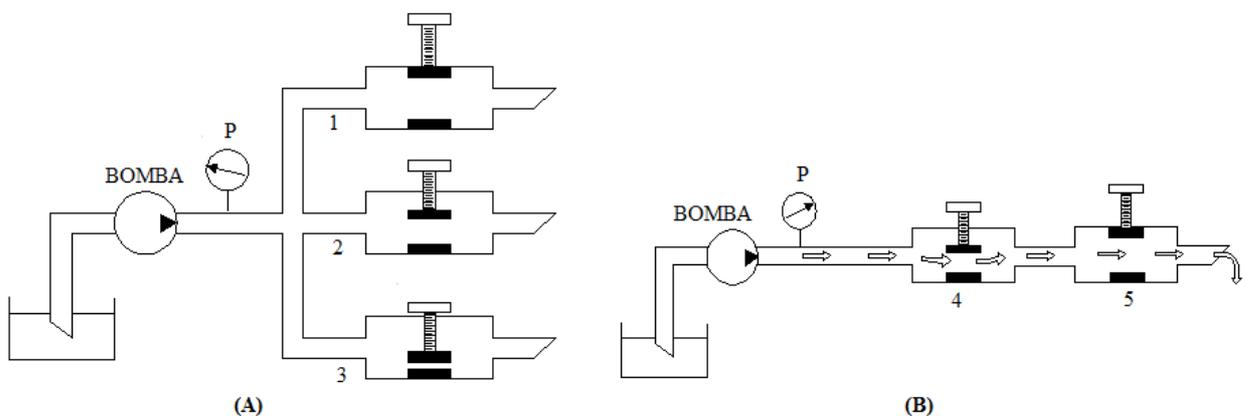


Figura 1-11: Variación de la presión cuando existen: (A) resistencias conectadas en paralelo; y (B) resistencias conectadas en serie¹³

De la figura se tiene lo siguiente:

- Las resistencias en paralelo (A) generarán una variación en la presión dependientemente del ajuste o apertura que se les dé a dichas resistencias

¹³ TECSUP-Campus Virtual; “Manual Fundamentos de Hidráulica”; Sección Mandos Hidráulicos; págs. 41 – 42.

o válvulas (1, 2 y 3). Cuando los caminos alternativos en paralelo ofrecen resistencias diferentes el fluido toma el camino de menor resistencia.

- Para las resistencias en serie (B) se dice que “Cuando hay solo un camino con diversas resistencias, las resistencias evaluadas en términos de presión se suman”. Es decir que la presión P que indique el manómetro es la resistencia equivalente a la suma de las resistencias 4 y 5.

1.1.4.6. Caída de presión¹⁴

Cuando en la circulación del fluido existe algún elemento que le represente resistencia, se produce una diferencia de presión o caída de presión.

Se denomina caída de presión ΔP debido a que cuando el fluido circula por un orificio, la presión a la salida del orificio en el sentido de la corriente, es menor que la presión a la entrada (Fig.1-12).

$$\Delta P = P_{final} - P_{inicial} \quad (Ec. 1.13)$$

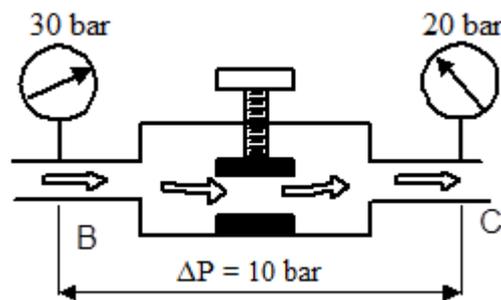


Figura 1-12: Caída de presión

La caída de presión es cero cuando esta es igual en todos los puntos de un recipiente que mantiene a un fluido en reposo, es decir, cuando no existe caudal.

La caída de presión depende de algunos parámetros tales como:

- La velocidad con la que circula el fluido
- La viscosidad del fluido

¹⁴ TECSUP-Campus Virtual; “Manual Fundamentos de Hidráulica”; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 42.

- El diámetro del estrangulamiento
- El caudal que realmente circula
- La rugosidad
- La longitud
- La forma del conducto por donde circula el fluido

CAPÍTULO II

2. ESTRUCTURA DE UN SISTEMA HIDRÁULICO

2.1. SISTEMA HIDRÁULICO

Un sistema o circuito hidráulico en sí constituye la transmisión de potencia hidráulica gracias a la ayuda de un fluido. Las dos posibles formas de utilización de las transmisiones de energía mediante un fluido son:

- Transmisiones hidroestática.
- Transmisiones hidrodinámicas.

Las *transmisiones hidroestáticas* utilizan caudales reducidos de fluido a alta presión, y se puede considerar que el caudal, para un determinado régimen, es constante mientras que la presión y la potencia requeridas son variables.

Las *transmisiones hidrodinámicas* funcionan con grandes caudales a baja presión, y se puede considerar que el caudal y la presión son variables, mientras que la potencia necesaria es constante.

En si su principal diferencia es que en la primera la bomba es de desplazamiento positivo, mientras que en la segunda es una turbomáquina.

2.1.1. SISTEMA HIDRÁULICO DE TRANSMISIÓN HIDROESTÁTICA

Un sistema hidráulico de transmisión hidroestática conocido también como hidráulica industrial o potencia fluida, se puede definir como la disposición de diferentes elementos hidráulicos con el objeto de transmitir potencia al aplicar presión sobre un líquido confinado basándose en la incompresibilidad del mismo y desarrollar trabajo.

Este sistema hidráulico se sustenta en la aplicación del principio de Pascal. Al igual que cualquier sistema de transmisión de potencia, sea este mecánico, eléctrico, o neumático, un sistema de transmisión de potencia hidroestática en general se compone de tres partes (figura 2-1):

- **Entrada.-** en donde se tiene un transductor, que convierte la energía de la fuente en la energía que va a usar el sistema para transmitir la potencia, en este caso este elemento es una bomba volumétrica.
- **Elementos de control.-** sirven para aprovechar de mejor manera la energía de la fuente y para poder adecuarse lo mejor posible a los requerimientos de la carga, es indispensable tener la posibilidad de controlar los niveles de energía del sistema y la ruta de la energía dentro del sistema en cada momento de un ciclo de la carga, aquí se tienen diversas clases de válvulas hidráulicas.
- **Salida.-** se tiene de igual manera un transductor de salida o actuador, que transforma la energía propia del sistema en el tipo de energía requerida por la carga a la salida, en sistemas de transmisión hidroestática puede ser un cilindro o un motor hidráulico.

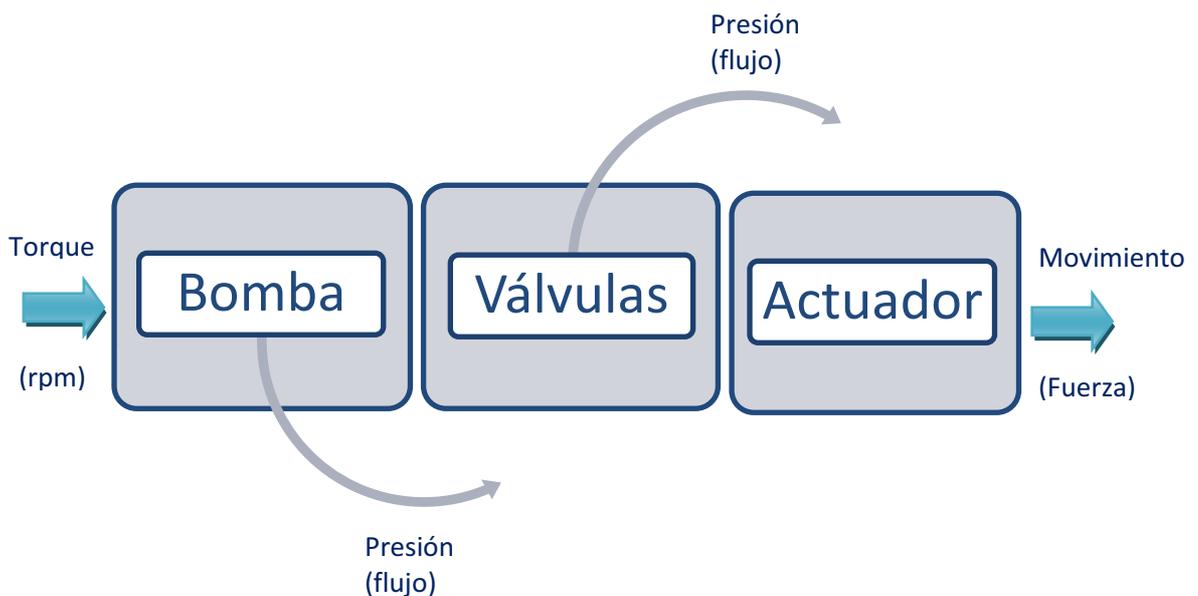


Figura 2-1: Diagrama de bloque de un sistema hidroestático

2.1.1.1. Funcionamiento general de un sistema de transmisión hidroestática

Un sistema de transmisión hidráulico de potencia en esencia cuenta con siete elementos principales (figura 2-2):

- Motor eléctrico,
- Bomba volumétrica,

- Filtros,
- Tuberías de alta y baja presión,
- Válvula de alivio.
- Válvula de distribución,
- Tanque de almacenamiento.

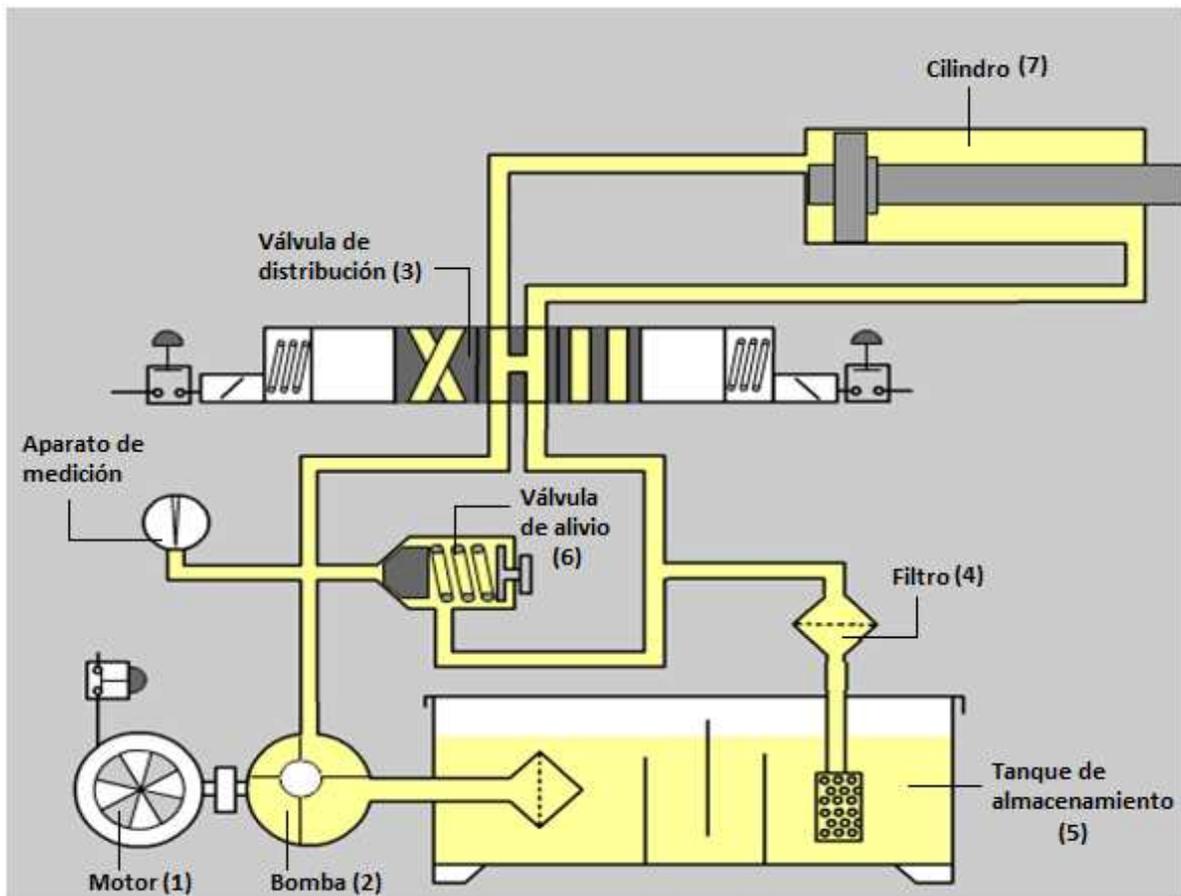


Figura 2-2: Sistema básico de potencia hidráulica¹⁵

La fuente o entrada de energía se da a través de un motor eléctrico (1) que proporciona un movimiento rotacional de velocidad constante o variable y que suministra un torque que es variable y depende de la demanda del sistema. Este a su vez traslada la energía mecánica a la bomba (2) por medio de un acople que puede ser de poleas, tipo matrimonio u otros, y transforma la energía recibida en hidráulica al empujar un fluido, por lo general un tipo de aceite, que toma del tanque de almacenamiento (5) y que ha sido previamente filtrado.

¹⁵ PARKER Training; (1999); "Tecnología Hidráulica Industrial"; Jacareí - São Paulo; pág. 132

El aceite lleva la energía en forma de presión a través de la tubería hasta la válvula de distribución (3) que controla la dirección del fluido que se envía al actuador en este caso un cilindro (7). Una vez que el cilindro (7) recibe la energía hidráulica del aceite comienza a desplazarse linealmente, transformando así nuevamente la energía en mecánica y desaloja de la cámara opuesta al movimiento del pistón el aceite del ciclo de flujo inverso anterior, que regresa al tanque de almacenamiento primeramente pasando por el filtro de salida (4).

En tanto el cilindro llega a finalizar su carrera y se detiene, la bomba continua empujando sobre el fluido, entonces se abre la válvula de alivio o seguridad (6), para evitar roturas en la tubería o incluso en la bomba por exceso de presión. Al abrirse esta válvula el aceite retorna directamente sin pasar por los demás elementos al tanque de almacenamiento (5).

Este esquema se puede modificar y añadir más elementos hidráulicos, dependiendo del trabajo a realizarse y las condiciones de la carga, por ejemplo se puede controlar la velocidad del actuador y la presión de sistema introduciendo juegos de válvulas al circuito, para eso es necesario conocer las características de los principales elementos hidráulicos.

2.2. ELEMENTOS HIDRÁULICOS

2.2.1. FUENTES DE ENERGÍA

Se encarga de suministrar la energía necesaria para la obtención de la presión en el fluido, o potencia hidráulica. Básicamente se tiene dos tipos de fuentes.

2.2.1.1. Bombas

Efectúan la conversión de la energía mecánica del motor que la acciona en energía hidráulica de presión del líquido que se bombea (Fig.2-3).

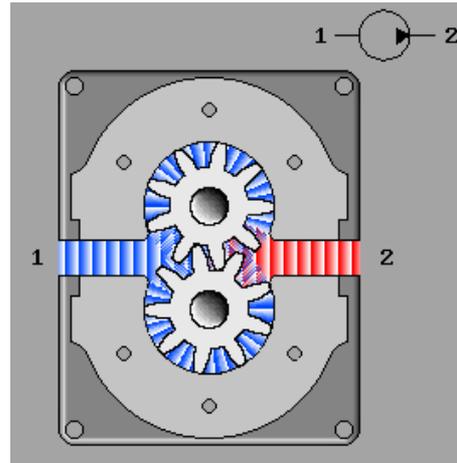


Figura 2-3: Bomba de engranajes¹⁶

Es necesario resaltar que una bomba, cualquiera que sea su tipo, no genera por sí misma presión alguna; ésta se produce en el circuito cuando el fluido encuentra resistencia a su paso. Las más utilizadas son las de engranajes, las de paletas y la bomba de pistones:

- *De engranajes.*- constan de dos engranajes alojados en una carcasa provista de acometidas de aspiración e impulsión. Se caracterizan por su solidez, su adaptación a diferentes tipos de aceites, su facilidad de montaje en cualquier posición, su amplio margen de velocidades admisibles, su elevada capacidad de aspiración, su amplia gama de tamaños, su economía y su gran oferta comercial.
- *De engranajes externos.*- constan de un rotor interno, que movido desde el exterior, arrastra un rotor externo, con el que forman las cámaras de bombeo.
- *De paletas.*- constan de un cuerpo o carcasa, dentro de la cual gira un rotor con paletas en su periferia. Las paletas delimitan las cámaras de volumen variable, en las cuales a medida que giran crean un vacío que las llena de aceite que es impulsado hacia la salida cuando el tamaño de las cámaras disminuye.
- *De pistones.*- constan de un cilindro provisto de dos válvulas, una de admisión y otra de impulsión, dentro del cual un pistón, moviéndose alternativamente, aspira fluido y lo expulsa.

¹⁶ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

2.2.1.2. Acumulador de presión.

El acumulador sirve principalmente para almacenar y conservar la energía potencial de un fluido bajo presión (Fig.2-4).



Figura 2-4: Acumulador de presión¹⁷

La utilización de un acumulador hidráulico en un sistema es recomendado en los siguientes casos:

- *Como fuentes de energía.*- los sistemas que requieren durante ciclos cortos, gran demanda de fluidos presurizados, permaneciendo enseguida, largos intervalos sin necesidad de fluido. Durante esos largos intervalos en que el sistema permanece sin necesidad de energía, una bomba hidráulica de pequeña capacidad de desplazamiento volumétrico reabastece o un acumulador hidráulico.
- *Como compensadores de fugas.*- cuando un sistema hidráulico permanece durante largos períodos bajo presión, las fugas internas (recirculaciones) y externas de los elementos hidráulicas son compensadas con el fluido almacenado en el acumulador.
- *Como compensador de volumen.*- en un circuito cerrado, la diferencia de volumen de fluido existente entre el lado del vástago y el lado del émbolo de un cilindro puede ser compensado por el volumen de fluido bajo presión del acumulador.
- *Como fuente de energía de emergencia.*- el fluido bajo presión existente en el acumulador hidráulico podrá ser utilizado para actuar un cilindro o un motor

¹⁷ Obtenido de base de datos del programa Festo Fluid-Sim 3.5 Hidráulica

hidráulico, en casos de interrupción de energía externa para el accionamiento de la bomba hidráulica.

- *Como amortiguador de pulsaciones y choques.*- las pulsaciones de presión y los choques existentes en un sistema hidráulico son las causas principales de roturas de tuberías, conexiones y daños en los demás componentes hidráulicos del sistema. Un acumulador instalado próximo a las fuentes de pulsaciones y choques absorberá esas pulsaciones y choques.

2.2.2. DEPÓSITO O TANQUE DE ALMACENAMIENTO

El depósito sirve de almacenamiento para el fluido requerido por el sistema y dispone de espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido, permitiendo que los contaminantes se sedimenten, además, un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado por el sistema.

Como mínimo debe contener todo el fluido que requiere el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto como para que no se produzcan torbellinos en la línea de aspiración de la bomba. En general se utilizan depósitos que tienen de 2 o 3 veces el caudal de la bomba en litros por minuto. Por ejemplo si la bomba tiene un caudal 1,5 litros por minuto el depósito que utilizaremos será de 3 ó 4,5 litros (Fig.2-5).

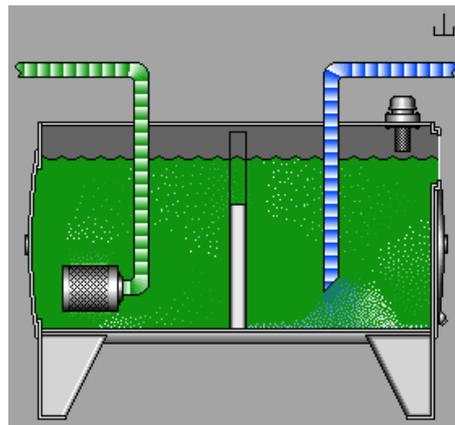


Figura 2-5: Depósito o tanque de almacenamiento del fluido hidráulico¹⁸

Los depósitos deben tener un respiradero al que se le incorpora también un filtro grosero, normalmente de malla metálica, que además de mantener la presión

¹⁸ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

atmosférica en el interior, elimine las impurezas al llenarlo de aceite. También deben tener en su interior una placa cuya misión es la de someter el fluido a una decantación, y que además de impedir que se originen turbulencias, ayude a separar el aire del fluido y a disipar el calor a través de las paredes.

Las conexiones del depósito deben hacerse por debajo del nivel de aceite, y tanto las líneas de aspiración como la de retorno deben estar lo más bajas posible respecto al nivel del fluido.

2.2.3. ACTUADORES

Son los elementos que permiten transformar la energía del fluido en movimiento, en trabajo útil. Son los elementos de trabajo del sistema y se pueden dividir en dos grandes grupos: *cilindros*, en los que se producen movimientos lineales y *motores hidráulicos*, en los que tienen lugar movimientos rotativos.

2.2.3.1. Cilindros

Cada cilindro hidráulico está formado por un cuerpo tubular provisto de dos cabezales con juntas de estanquidad de tipo estático, uno de los cuales tiene un orificio por el que pasa el vástago, y un pistón, con juntas de estanquidad de tipo dinámico que se desliza unido al vástago. Hay cilindros con doble vástago, para aplicaciones especiales (Fig.2-6).

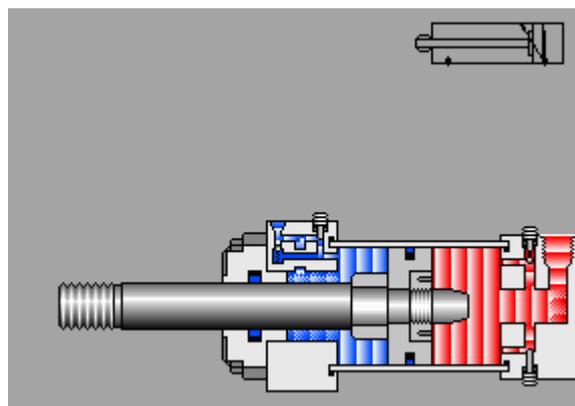


Figura 2-6: Cilindro de doble efecto¹⁹

Cada cuerpo y su correspondiente vástago están dotados de sistemas de fijación a la estructura de la máquina, y según las características de su funcionamiento se

¹⁹ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

pueden clasificarse en de simple efecto, en los cuales la presión actúa sobre una sola cara del pistón, siendo, normalmente, el propio peso de los elementos sobre los que actúa el que le hace retroceder, y de doble efecto, en los que la presión actúa sobre ambas caras del pistón y provoca movimientos en uno u otro sentido.

2.2.3.2. Motores hidráulicos rotativos

Los motores hidráulicos son los encargados de transformar la energía hidráulica en energía mecánica. Su construcción es muy parecida a la de las bombas, y como ellas tienen dos orificios, uno de entrada y otro de salida del aceite y giran en un sentido o en el contrario según el orificio de entrada de aceite usado. En la mayoría de los motores hidráulicos hay una salida correspondiente al aceite de drenaje (Fig.2-7).

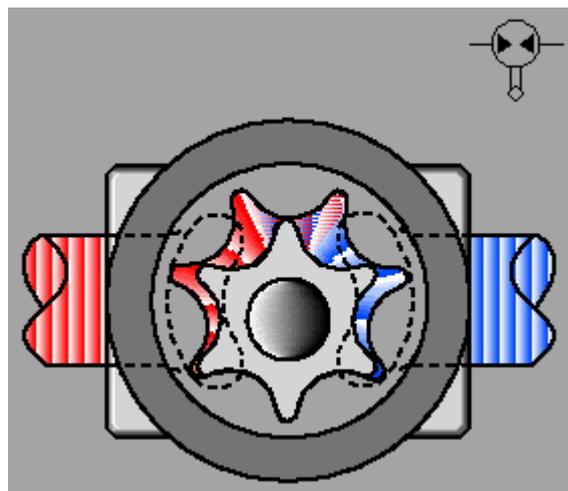


Figura 2-7: Motor hidráulico rotativo²⁰

La elección de un motor hidráulico se hace en función de su régimen máximo de giro, de su par y de la presión máxima que soporta.

2.2.4. VÁLVULAS

Las válvulas son, después de las bombas y motores, los componentes más importantes de los circuitos hidráulicos.

Las operaciones de control múltiples, complejas y automáticas, con temporización y secuencia de operaciones, etc., se consigue incorporando en el circuito las

²⁰ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

válvulas más adecuadas, que el diseñador puede escoger entre una variedad inmensa de modelos.

Las cuatro funciones distintas que pueden realizar pueden servir para su clasificación:

- Válvulas de control de presión.
- Válvulas de control de caudal.
- Válvulas de control de dirección.
- Válvulas de bloqueo.

2.2.4.1. Válvulas de control de presión²¹

Se citarán tres clases principales de este tipo de válvulas:

2.2.4.1.1. Válvulas de secuencia

Controlan la sucesión de operaciones entre dos ramas de un circuito; por ejemplo, para que un cilindro que aplica la herramienta a la pieza comience su carrera solo cuando el cilindro que amordaza la pieza haya terminado la suya. Estas válvulas tienen una entrada de presión y dos salidas: una normalmente abierta y la segunda obturada por la compresión regulable de un resorte. Al no poder salir el aceite, por haber terminado la carrera el primer cilindro, sube la presión que vence al resorte y permite el paso del aceite al segundo cilindro para que dé comienzo la segunda operación (Fig.2-8).

²¹ MATAIX Claudio; (1986); “*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*”; Ediciones del Castillo; Madrid - España; págs. 589 – 591

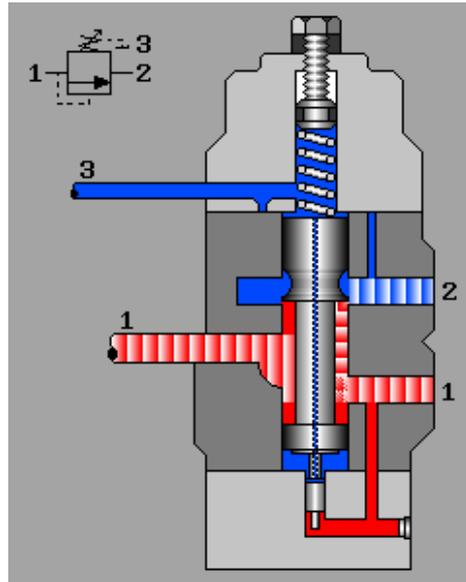


Figura 2-8: Válvula de secuencia²²

2.2.4.1.2. Válvulas reductoras de presión

Tienen por objeto limitar la presión en una rama de un circuito a un valor inferior a la presión de trabajo del circuito principal. Permiten que un mismo sistema trabaje a dos presiones con la consiguiente economía en los componentes de la parte de baja presión (Fig.2-9).

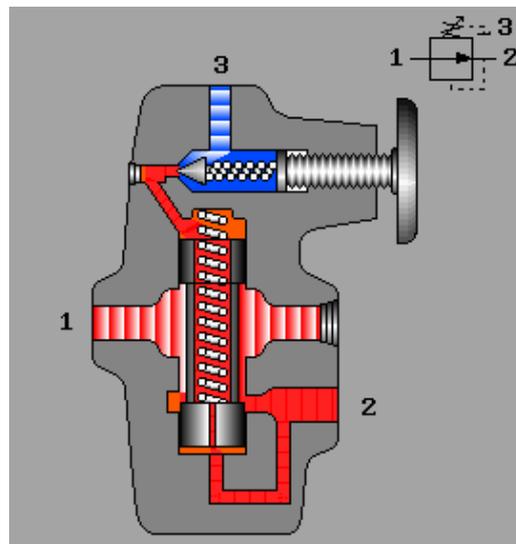


Figura 2-9: Válvula reductora de presión²³

²² Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

²³ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

2.2.4.1.3. Válvulas de seguridad

También llamadas válvulas de alivio, limitan la presión del circuito, para protegerlo o para reducir la fuerza o el par ejercido en un cilindro o un motor rotativo. Suelen ser ajustables graduando con el tornillo superior la presión del resorte. Si la presión excede el valor establecido se levanta la bola y la línea se pone por el conducto de alivio en comunicación con el tanque de aceite (Fig.2-10).

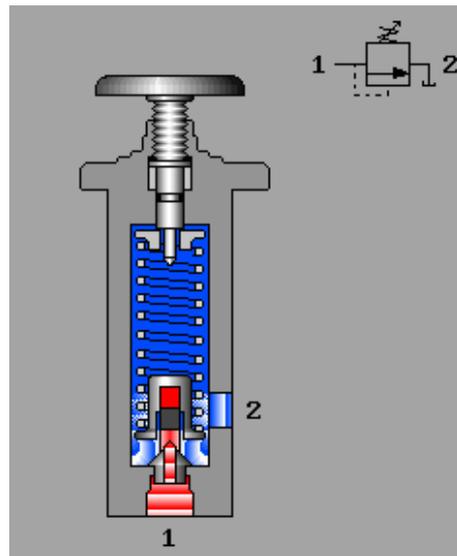


Figura 2-10: Válvula de seguridad²⁴

2.2.4.2. Válvulas de control de caudal²⁵

Estas válvulas controlan el flujo de aceite y se utilizan en los circuitos para controlar la velocidad con que se mueve un cilindro hidráulico.

Para controlar el flujo puede servir una válvula de aguja ordinaria o válvula estranguladora. Algunos modelos mantienen el flujo constante independientemente de la presión que reina flujo arriba de la válvula, pues además del elemento estrangulador ajustable llevan una válvula reductora de presión. Si la caída de presión en el elemento estrangulador de la válvula es excesiva (flujo demasiado elevado), se reduce el flujo de entrada, porque se eleva el émbolo de la válvula reductora de presión (Fig.2-11).

²⁴ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

²⁵ MATAIX Claudio; (1986); "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas"; Ediciones del Castillo; Madrid - España; págs.589 – 591

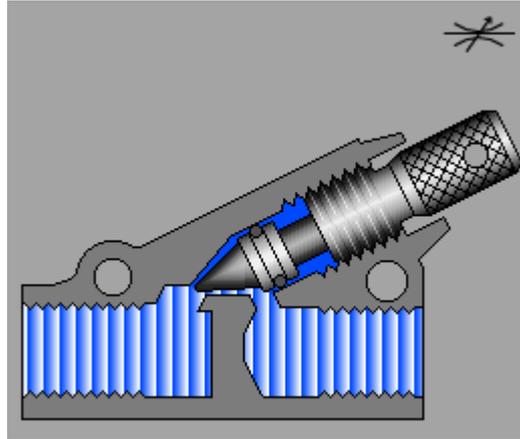


Figura 2-11: Válvula estranguladora²⁶

Hay válvulas que incorporan en una misma tanto el elemento estrangulador y el elemento reductor de presión, y se las conoce como válvulas de control de flujo compensadas.

2.2.4.3. Válvulas de control de dirección

También llamadas válvulas de distribución consisten de un cuerpo con pasajes internos que son conectados y desconectados por partes móviles dando un sentido directo o inverso a la corriente del flujo de aceite, o interrumpiendo la corriente si es requerimiento del sistema (Fig.2-12).

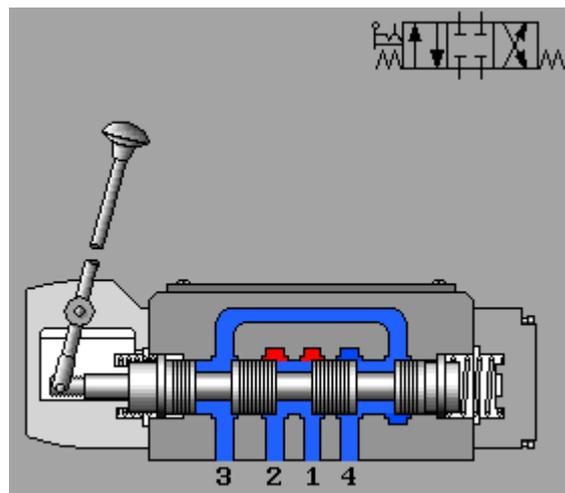


Figura 2-12: Válvula de corredera de 4vías 3 posiciones con enclavamiento²⁷

²⁶ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

²⁷ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

Las válvulas de control de dirección se clasifican, según que el elemento de cierre tenga movimiento de traslación o de rotación, en: válvulas de corredera y válvulas rotativas o rotóricas.

Unas y otras se clasifican a su vez según el número de posiciones del elemento móvil y el número de salidas. Otro criterio para clasificar tanto las válvulas de corredera como las rotativas es según el método de accionamiento del elemento móvil: manuales, mecánicas, eléctricas, accionamiento por resorte o accionamiento por aceite o aire (válvulas piloto). Finalmente, las válvulas se llaman normalmente abiertas o normalmente cerradas, según que en su posición normal, este abierta o cerrada.

2.2.4.4. Válvulas de bloqueo

Llamadas válvulas antirretorno, o también llamadas de retención, tienen la misión de impedir que el aceite pueda recorrer en ambos sentidos las vías de circulación (Fig.2-13).

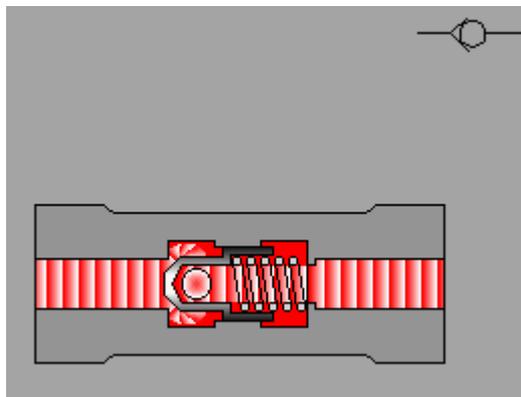


Figura 2-13: Válvula antirretorno²⁸

2.2.5. LÍNEAS DE TUBERÍA Y RACORES²⁹

Los elementos que constituyen un circuito hidrostático se unen mediante tuberías rígidas o flexibles.

²⁸ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

²⁹ <http://www.trasmisioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>

2.2.5.1. Las tuberías rígidas

Son tubos de acero obtenidos por estirado, con una superficie interior muy lisa y un diámetro exterior con tolerancias constructivas muy reducidas, para poder unir entre sí tramos de tubo o elementos por medio de los llamados racores sin soldadura, aunque cuando las tuberías son muy grandes se unen mediante bridas soldadas (Fig.2-14).

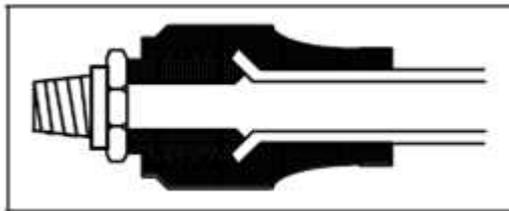


Figura 2-14: Racor estándar³⁰

2.2.5.2. Las tuberías flexibles

Se usan para llevar el aceite a elementos que modifican su posición durante su funcionamiento, o bien presentan vibraciones. Además de soportar valores elevados de presión, pueden permitir las más diversas conformaciones. Se construyen a base de capas alternadas de tejido de goma y de mallas metálicas. Siendo el número de mallas el que determina su capacidad para soportar la presión. Para su conexión permiten la colocación en sus extremos de manguitos roscados, también llamados racores, y para hacer conexiones provisionales existen manguitos especiales denominados rápidos, que actúan con una simple acción manual (Fig.2-15).

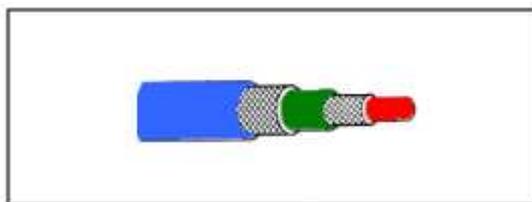


Figura 2-15: Tubería flexible³¹

³⁰ <http://www.trasmicioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>

³¹ <http://www.trasmicioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>

Cada manguito está constituido por un cuerpo, una tuerca de apriete y un anillo. En todas las tuberías se ofrece su presión de prueba, que es normalmente igual a una vez y media la presión de servicio máxima prevista, y su diámetro nominal o diámetro interior de las mismas. Ambas características están normalizadas.

2.2.6. FLUIDO DE POTENCIA

La vida útil del sistema hidráulico depende en gran medida de la selección y del cuidado que se tenga con los fluidos hidráulicos, el fluido hidráulico debe seleccionarse con base en sus características y propiedades para cumplir con la función para la cual fue diseñado. Se usan líquidos en los sistemas hidráulicos porque tienen entre otras las siguientes ventajas:

1. Los líquidos toman la forma del recipiente que los contiene.
2. Los líquidos son prácticamente incompresibles.
3. Los líquidos ejercen igual presión en todas las direcciones.

Las principales funciones de los fluidos hidráulicos son:

- Transmitir potencia.
- Lubricar.
- Sellar.
- Refrigerar.
- Calidad del aceite.

2.2.7. FILTROS³²

Los fluidos hidráulicos deben mantenerse limpios para evitar dificultades en el funcionamiento del sistema. Las impurezas que pueden arrastrar producen desgastes en los componentes y obstrucciones, con los consiguientes fallos de funcionamiento. Para realizar esta función se utilizan los filtros y los coladores que retienen las impurezas insolubles del fluido.

Los coladores se fabrican en tela metálica y se instalan generalmente en la boca de llenado del depósito mientras que los filtros tienen un material poroso en su interior que retiene las impurezas al paso del fluido (Fig.2-16).

³² <http://www.trasmisioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>

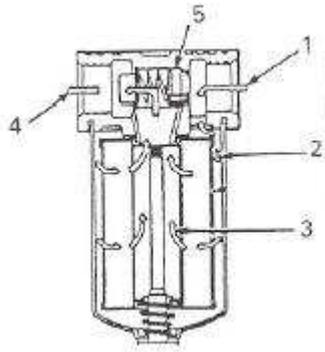


Figura 2-16: Filtro de aceite³³

En la figura 2-16 puede verse un esquema de un filtro, donde el aceite entra por el conducto (1) y rodea al elemento filtrante (2), a través del cual alcanza el conducto central (3) y la salida (4). Este tipo de filtro dispone de una válvula de seguridad (5), tarada a una determinada presión, de manera que cuando la dificultad de paso a través del elemento filtrante es excesiva (colmatación), la válvula se abre permitiendo el paso directo del aceite desde el conducto de entrada al de salida.

2.2.8. SIMBOLOGÍA

Cada uno de los componentes de las instalaciones hidráulicas o neumáticas se representa esquemáticamente mediante un símbolo normalizado, de manera que se facilite la interpretación de los esquemas y se deduzca el funcionamiento del circuito.

En el Anexo 1 se pueden ver en tabla los símbolos utilizados con mayor frecuencia.

2.3. TIPOS DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS

Los circuitos o sistemas hidráulicos de mando de avances pueden dividirse en dos tipos:

³³ <http://www.trasmisioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>

2.3.1. CIRCUITOS CON ESTRANGULADOR³⁴

En los circuitos con estrangulador se emplea como órganos de circulación del aceite bombas de caudal constante. El caudal de la bomba, de volumen constante se mantienen a presión constante por la válvula de regulación de presión y de descarga, válvula que permite el retorno del exceso de aceite al depósito, lo que tiene lugar cuando el avance de trabajo tiene un valor inferior al avance máximo, correspondiente a la abertura máxima del estrangulador y al caudal total de la bomba. Por esta razón la energía consumida por la bomba es constante, independientemente del valor del avance. Una parte es empleada para el avance; el resto regresa por la válvula de descarga al depósito, provocando con ello un calentamiento del aceite. Pueden dividirse en dos grupos.

2.3.1.1. Circuitos con estrangulador simple

El caudal controlado en este tipo de circuito está sujeto a sufrir variaciones en función de los cambios en el diferencial de presión entre su entrada y su salida, se emplean en sistemas que no requieran elevada precisión en su velocidad. La válvula que controla el caudal en el sistema es simplemente un estrangulador. Solo hay tres casos posibles:

2.3.1.1.1. *Con estrangulación sobre el conducto de alimentación*³⁵

La válvula es instalada de modo de regular el caudal que entra al actuador. Está instalación es bastante precisa, siendo recomendada en aplicaciones donde la carga resiste al movimiento del actuador. En éste caso, el exceso de caudal abastecido por la bomba será desviado al depósito a través de la válvula de seguridad, llevando al sistema a consumir una potencia mayor que la necesaria para realizar el trabajo. Este sistema se aprecia en la figura 2-17.

³⁴ POMPER Víctor; “*Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas*”; Editorial Blume; Barcelona - España; pág.138

³⁵ <http://wojeda@fing.edu.uy/circuitosoleohidraulicos>

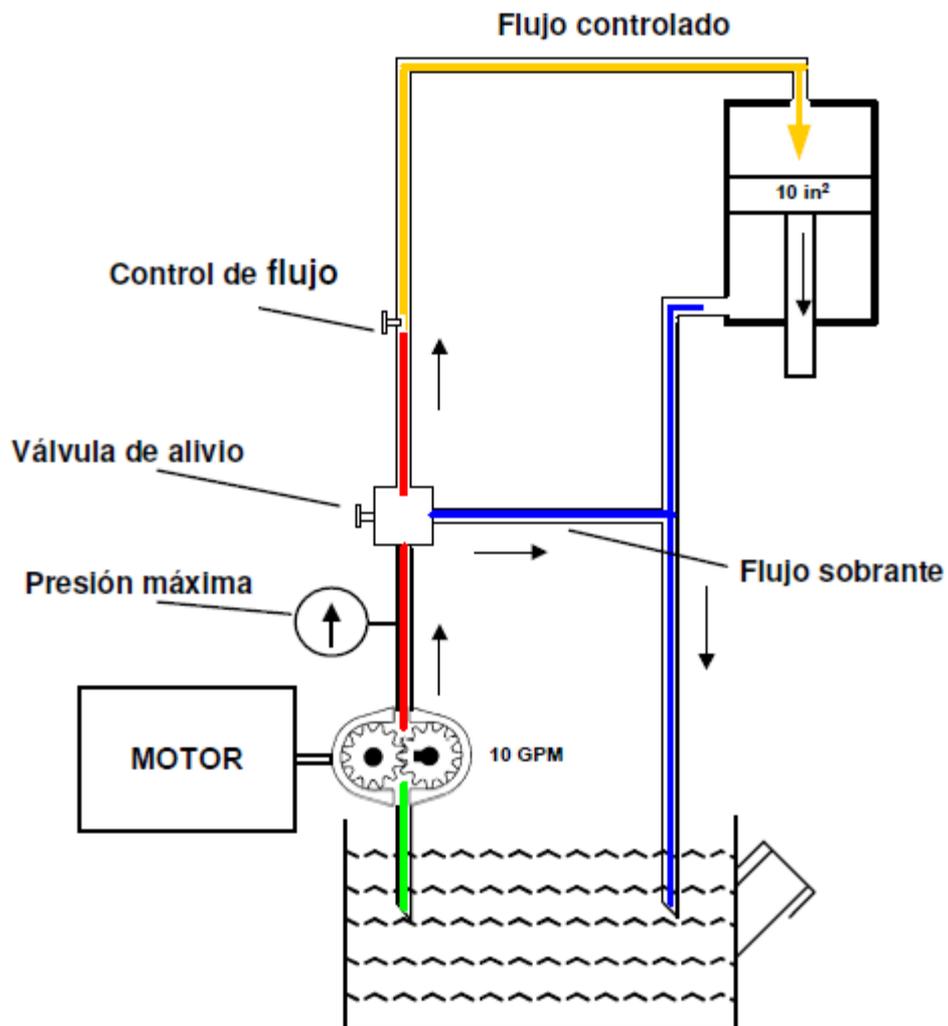


Figura 2-17: Circuito con estrangulación en el conducto de alimentación³⁶

2.3.1.1.2. Con estrangulación sobre el conducto de retorno³⁷

También es bastante preciso, consiste en regular el caudal que está saliendo del actuador para el depósito. En situaciones donde la carga ejerce fuerza en el mismo sentido del movimiento éste tipo de instalación debe ser utilizada.

Al colocar la válvula después del actuador, se genera una presión a la salida del actuador que produce un aumento de la presión a la entrada, hasta el punto que la parte sobrante del caudal sale por la válvula de alivio aumentando la potencia consumida. Este tipo de control se usa sobre todo cuando se tiene un cilindro vertical y se tiene que bajar, o cuando la carga en el motor tiene una alta inercia.

³⁶ RUEDA Camilo H.; "Hidráulica Práctica"; pag.94

³⁷ <http://wojeda@fing.edu.uy/circuitosolehidraulicos>

La restricción en la salida del actuador genera una presión en el interior de éste que muchas veces puede ser perjudicial. Este sistema se aprecia en la figura 2-18.

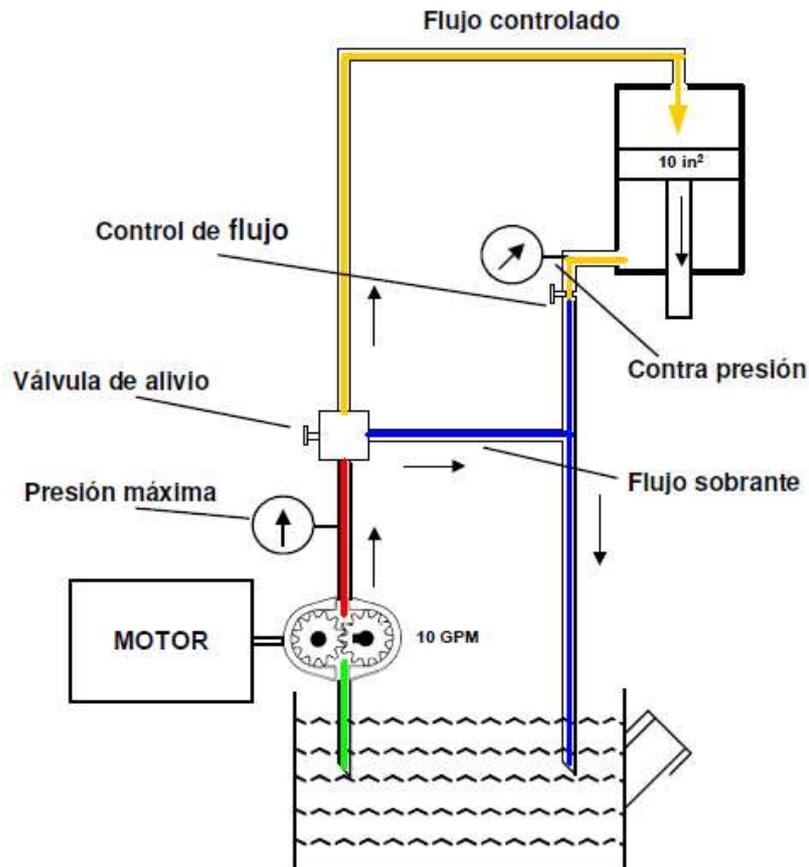


Figura 2-18: Circuito con estrangulación en el conducto de retorno³⁸

2.3.1.1.3. Con estrangulación mediante fuga sobre el conducto de alimentación³⁹

Consiste en desviar una parte del caudal abastecido por la bomba al depósito, no es muy utilizado por no presentar buena precisión visto que el caudal controlado es desviado al depósito siendo enviado para el actuador solamente el exceso.

La caída de la presión a través del control debe ser aproximadamente igual a la presión que se necesita para mover la carga. La ventaja de este tipo de control es que el valor de la presión del sistema es solamente la que se requiere para hacer

³⁸ RUEDA Camilo H.; "Hidráulica Práctica"; pag.94

³⁹ <http://wojeda@fing.edu.uy/circuitosolehidraulicos>

el trabajo, lo cual implica menos pérdidas de potencia, con la desventaja de que la graduación es más sensible.

Es importante resaltar que éste tipo de montaje solamente puede ser utilizado en circuitos donde la carga resiste al movimiento del actuador. Este sistema se aprecia en la figura 2-19.

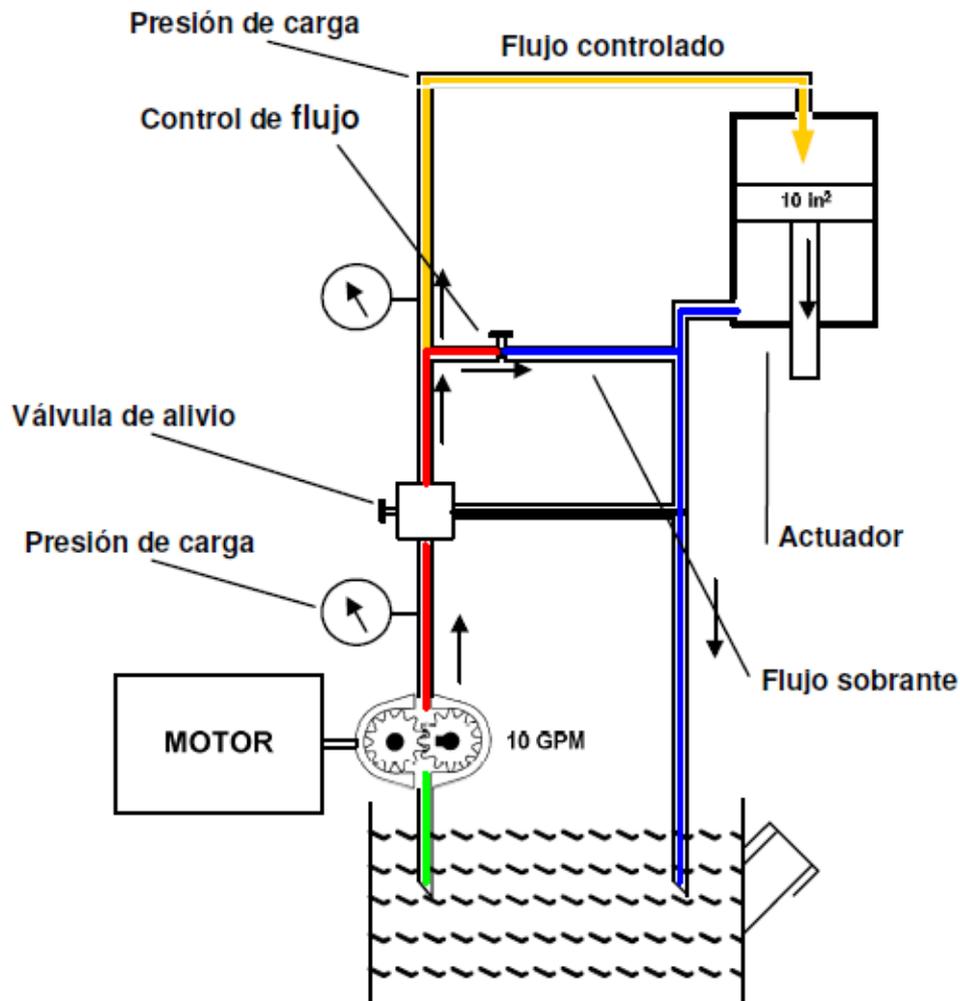


Figura 2-19: Circuito con estrangulación mediante fuga⁴⁰

2.3.1.2. Circuitos con regulador de caudal

Estos circuitos cuentan con válvulas que poseen un hidróstato (compensador de presión), que mantiene constante el diferencial de presión entre la entrada y la salida del estrangulador, independientemente de las variaciones de presión en el

⁴⁰ RUEDA Camilo H.; "Hidráulica Práctica"; pag.94

circuito. Con éstas, el caudal de la válvula será constante y la velocidad del actuador precisa.

La válvula reguladora de caudal puede ser instalada antes de la válvula direccional, para controlar los dos sentidos del actuador o después de la válvula direccional, para controlar la velocidad en un único sentido de movimiento.

Es evidente que los reguladores de caudal pueden ser montados como los estranguladores, en el conducto de alimentación o en el de escape, o bien mediante fuga en el conducto de alimentación.

2.3.2. CIRCUITOS CON BOMBA DE CAUDAL VARIABLE

En los circuitos con bombas de caudal variable, la variación del avance se obtiene por la regulación del caudal de la bomba, caudal que pasa totalmente al cilindro de mando.

La potencia absorbida por la bomba de caudal variable, esta pues determinada por el valor del avance y del esfuerzo de corte, que condiciona el valor de la presión de salida de la bomba. La válvula de regulación de presión desempeña el papel de válvula de seguridad y no deja pasar el aceite al depósito hasta que no se ha sobrepasado su presión de tarado.

En estas condiciones, el aumento de la temperatura del aceite en los circuitos con bomba de caudal variable es sensiblemente más pequeño que en los circuitos con estrangulador y bomba de caudal constante.

2.4. CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE TRANSMISIÓN HIDROESTÁTICO

Las características más relevantes de un sistema de transmisión hidroestático son:

- *Velocidad variable.*- la mayoría de los motores eléctricos trabajan a una velocidad constante. También es deseable operar una máquina a una velocidad constante. Sin embargo, el actuador (lineal o rotatorio) de un sistema hidráulico

puede ser dirigido a infinidad de velocidades variables al variar el abastecimiento de la bomba o usando una válvula de control de flujo.

- *Reversible.*- un actuador hidráulico puede ser invertido en plena operación sin que se dañe. Una válvula direccional de cuatro pasos, o una bomba reversible pueden dar el control de inversión, mientras que una válvula de alivio de presión protege los componentes del sistema de presión excesiva.

- *Protección de sobrecarga.*- la válvula de alivio de presión de un sistema hidráulico lo protege del daño que causa la sobrecarga. Cuando la carga excede el ajuste de la válvula, el abastecimiento de la bomba es dirigido al tanque a compatibilidad de su presión.

- *Pueden ser parados.*- parar un motor eléctrico causaría daños o fundiría un fusible. Igualmente las máquinas no se pueden para sin la necesidad de volverlas a prender. Sin embargo, un actuador hidráulico puede ser parado sin causar daños cuando esté sobrecargado y arrancará inmediatamente cuando le reduzcan la carga. Mientras esté parado, la válvula de alivio simplemente desviará el abastecimiento de la bomba al tanque. La única pérdida causada será el desperdicio de caballos de fuerza.

- *Aceite hidráulico.* - cualquier líquido es esencialmente incompresible y por eso transmite la fuerza instantáneamente en un sistema hidráulico. El líquido más comúnmente usado en los sistemas hidráulicos es el aceite de petróleo. El aceite transmite la potencia fácilmente porque es muy poco compresible. Este se comprimirá, un medio del uno por ciento en una presión de 1000 psi, mínima cantidad en la mayoría de los sistemas.

- *La presión atmosférica carga la bomba.*- normalmente la entrada de la bomba se carga con aceite por medio de la diferencia de presión entre el depósito y la entrada de la bomba. Usualmente la presión en el depósito, es presión atmosférica, que es de 14.7 psi en un mediador absoluto. Entonces es necesario tener un vacío parcial o reducir la presión a la entrada de la bomba para crear flujo.

Una vez que ha sido analizado y estudiado la suficiente parte teórica de los fundamentos de hidráulica, sus diferentes tipos de sistemas hidráulicos y las partes que los conforman, se puede empezar a desarrollar la parte correspondiente al diseño, construcción y montaje en sí con su más adecuada y favorable selección.

CAPÍTULO III

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y SELECCIÓN DEL NUEVO SISTEMA

3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Para verificar, calificar y controlar un ensayo de soldadura, es importante realizar diferentes tipos de pruebas a probetas normalizadas, estas pruebas son debidamente controladas, ya que de estas dependen el resultado de calificación y control del proceso de soldadura.

Existen varios procesos para controlar estos ensayos, enfocándonos directamente en dos tipos de ensayos tales como tracción y doblado.

Los ensayos de tracción y doblado son realizados comúnmente en el Laboratorio de Soldadura de la Escuela Politécnica Nacional, ya sea, como prácticas de laboratorio, como trabajos adicionales a los estudiantes o como trabajos externos para empresas privadas que contratan los servicios de la Escuela Politécnica Nacional. Por estos motivos se han desarrollado algunos mecanismos o maquinarias que facilitan y ejecutan debidamente los ensayos de tracción y doblado.

Muchas veces, con el paso del tiempo algunas de estas máquinas o prensas han quedado obsoletas, perjudicando a largo plazo la inversión económica y de tiempo que se ha dado para el desarrollo de las mismas.

Por otro lado algunos mecanismos o máquinas que todavía están en funcionamiento no brindan el respaldo y la garantía suficiente para realizar estos tipos de ensayos.

Por estos motivos se ha sentido la necesidad de acoplar un mecanismo concreto y específico a una de estas máquinas con el fin de que se garantice el uso de la misma para que cumpla el propósito para el cual fue diseñada y construida dicha máquina.

3.2. LA PRENSA ACTUAL

La prensa que se la encontró fuera de operación fue desarrollada por estudiantes de la Escuela Politécnica Nacional como proyecto de titulación en el año 2002. Este proyecto tiene como tema “Diseño y construcción de una máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas para el departamento de materiales y procesos de fabricación de la Escuela Politécnica Nacional”.

La máquina realizaba ensayos de tracción y doblado en probetas soldadas (según normas API, AWS y ASME) para su respectivo análisis y calificación.

La máquina fue diseñada y construida con las siguientes partes principales (Fig.3-1):

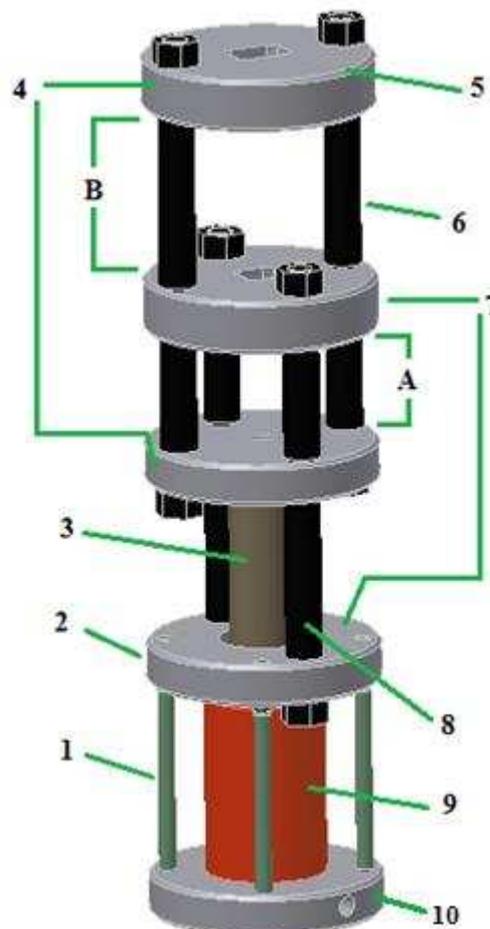


Figura 3-1: Esquema estructural mecánico de la prensa⁴¹

⁴¹ Montaje realizado en el programa Autodesk Inventor Professional 2010

Donde los principales componentes son:

1. Ejes de acople
2. Placa de soporte
3. Émbolo del pistón
4. Puente móvil
5. Placa porta mordazas
6. Columnas puente móvil
7. Puente fijo
8. Columnas puente fijo
9. Gato hidráulico
10. Placa base

3.2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA ACTUAL

Independientemente del tipo de ensayo que se quiera realizar, la máquina, según la figura 3-1 funciona de la siguiente manera:

El gato hidráulico (9), que es accionado de una forma manual, impulsa o eleva al pistón (de simple efecto) y por ende al émbolo (3), para obtener el movimiento del puente móvil (4) que está conectado al émbolo. El movimiento de la placa porta mordazas se da debido a la transmisión que ejercen las columnas del puente móvil (6).

El puente fijo (7) se mantiene estático debido a la conexión existente entre las columnas de soporte (1) y la placa de soporte (2).

Debido a los efectos de movimiento y no movimiento que se producen en los puentes móvil y fijo respectivamente se pueden realizar ensayos de tracción (Zona B) y doblado (Zona A) con la ayuda de mordazas y jigs de doblado.

3.2.2. ESPECIFICACIONES GENERALES DE LA PRENSA ACTUAL

Como toda máquina tiene sus limitaciones de uso, esta prensa fue diseñada y construida para cumplir las siguientes especificaciones (Tabla 3-1):

Tabla 3-1: Especificaciones técnicas de la prensa

Capacidad	40 Toneladas
Carrera del pistón	200 mm
Presión	5000 PSI
Probetas para doblado y tracción	Bajo normas API y ASME, para 18 mm de espesor máximo.
Aceite hidráulico	SAE 10

3.2.3. MOTIVOS PARA EL CAMBIO Y REEMPLAZO DEL SISTEMA

Debido a todas las características y componentes que forman parte de la prensa, el uso de la misma está limitado por ciertos parámetros que se pueden citar:

Ventajas

- Diseño sencillo y por ende construcción fácil
- Facilidad de transporte
- Costo relativamente bajo en comparación con otros sistemas
- Mantenimiento fácil

Desventajas

- No permite la realización de ensayos continuos debido a las pausas que se deben dar para el accionamiento del gato hidráulico
- El accionamiento manual es un problema inevitable y molesto
- El tiempo del ensayo no es controlado
- No se tiene una velocidad controlada durante el ensayo
- Puede necesitar de mucha fuerza para la realización del ensayo

Además de eso se tiene que la prensa se encuentra fuera de operación y por ello se sobreentiende que el diseño y construcción de dicha máquina hoy en día se la considera en vano.

Como se puede notar, las causas principales para el cambio y reemplazo del sistema son las desventajas que esta presenta, es por ello que se ha decidido automatizar y repotenciar a la máquina con el fin y propósito de facilitar y volver a considerar el uso de la misma obteniendo mejores resultados.

3.3. SELECCIÓN DEL NUEVO SISTEMA HIDRÁULICO

Para una correcta selección del nuevo sistema, se debe primeramente saber que se debe seleccionar, por esta razón se ha realizado la siguiente figura 3-2 con el objetivo de saber el principio de funcionamiento del nuevo sistema, así como también qué tipo de sistema y componentes deben ser seleccionados.

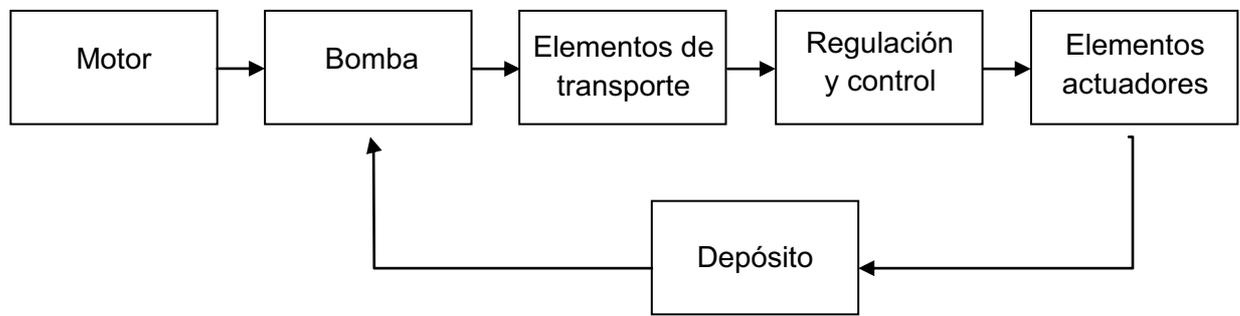


Figura 3-2: Principio de funcionamiento del nuevo sistema hidráulico a seleccionar

De la figura 3-2 se puede ver que el accionamiento del motor generará accionamiento en la bomba (la cual dará un tipo de caudal o velocidad principal al sistema), de esta manera se podrá mover el fluido o elemento de transporte hacia el cilindro o elemento actuador (que dependiendo del tipo de aplicación deberá ser seleccionado) para generar el movimiento del mismo a través de una potencia y velocidad (mediante la regulación y control). Como parte final de esto se tiene que debido al movimiento del elemento de transporte (fluido) se obtendrá una generación de recirculación del mismo (con la actuación de una válvula de distribución).

Debido a lo anteriormente citado se puede mencionar que para la selección del nuevo sistema hidráulico se deberá tener presente los siguientes aspectos:

- Tipo de caudal del sistema y elemento que proporcionará dicho caudal.
- Tipo de cilindro a diseñar
- Sistema de regulación y control del fluido hidráulico (control de velocidad)

- Tipo de válvula de distribución para el nuevo sistema

Teniendo en cuenta que el parámetro más relevante que diferenciará al sistema anterior del nuevo, es la velocidad del pistón, influyente en la correcta realización de los ensayos destructivos para soldadura, tanto en tracción como en doblado, ya que se necesita de un desplazamiento del pistón continuo independientemente de la carga a la que el sistema esté sometido, en otras palabras una velocidad constante de trabajo.

Se desarrolla la selección del nuevo sistema hidráulico considerando un circuito que posea la capacidad de obtener diferentes velocidades constantes, ya sea para el posicionamiento como para el ensayo en sí mismo.

3.3.1. SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO CON CONTROL DE VELOCIDAD

Para lograr obtener un circuito hidráulico con control de velocidad se puede elegir de entre dos opciones obedeciendo a varios criterios, para cuyo proceso se utilizará la técnica de la matriz de doble entrada:

3.3.1.1. Alternativas de sistemas que pueden adoptar control de velocidad

A continuación en la tabla 3-2 se pueden ver las alternativas de sistemas hidráulicos con control de velocidad y su respectiva denominación.

Tabla 3-2: Alternativas del sistema hidráulico con control de velocidad

A	Sistema hidráulico con bomba de caudal constante
B	Sistema hidráulico con bomba de caudal variable

3.3.1.2. Criterios de selección del nuevo sistema hidráulico

A continuación (Tabla 3-3) se pueden ver los criterios de selección del sistema hidráulico.

Tabla 3-3: Criterios de selección

I	Mayor precisión en la velocidad
II	Mayor tiempo de trabajo
III	Menor costo de implementación

3.3.1.3. Matriz de calificación

Para seleccionar correctamente cada criterio se debe realizar una calificación independiente para cada alternativa del sistema hidráulico (Tabla 3-4).

Tabla 3-4: Matriz de calificación

	I	II	III
A	8	7	10
B	10	9	7
Suma	18	16	17

Escala de calificación: De 1 a 10 en forma ascendente, desde el menor grado de cumplimiento (1) hasta el mayor grado de cumplimiento (10).

3.3.1.4. Justificación de calificación

- Un sistema hidráulico con bomba de caudal variable posee mejor capacidad para regular una velocidad más precisa del pistón, ya que esta se regula directamente al aumentar o disminuir el caudal de la bomba. En cambio en un sistema hidráulico con bomba de caudal constante para regular la velocidad se necesita de diferentes elementos de control, lo que hace un poco menor la precisión de controlar la velocidad del pistón.
- En un sistema hidráulico con bomba de caudal variable se posee mayores tiempos de trabajo ya que necesita de menos accesorios en la tubería que puedan calentar el líquido de transmisión de potencia. Un sistema hidráulico con bomba de caudal constante en cambio necesita inevitablemente de un estrangulador de caudal lo que representa un incremento en el aumento de la temperatura del aceite y por ende un menor tiempo de trabajo.

- Un sistema hidráulico con bomba de caudal constante es más económico, ya que utiliza una simple bomba de cilindrada constante más fácil de adquirir y de menor costo que una bomba de caudal variable, que por el contrario debido a sus características es de mayor costo.

3.3.1.5. Ponderación

Para determinar la mejor alternativa se debe ponderar según el grado de importancia cada criterio de selección elegido (Tabla 3-5).

Tabla 3-5: Ponderación de los criterios de selección

Ponderación	
I	30%
II	20%
III	50%

3.3.1.6. Justificación de ponderación

El costo de implementación representa un factor muy importante dentro del diseño del nuevo sistema hidráulico, aún más tomando en cuenta que el antiguo es económico y que el parámetro del costo es indispensable dentro de cualquier buen diseño que sea viable y sustentable. Por ende tienen una ponderación del 50%.

Ahora respecto a la precisión en la velocidad y el tiempo de trabajo del sistema su ponderación es de 30% y 20% respectivamente, ya que es más importante para el sistema tener una velocidad constante que es un factor clave en los ensayos, pero tampoco demasiado preciso como en una máquina herramienta por ejemplo. El tiempo de trabajo no es relativamente muy relevante, ya que la máquina no trabajará por largos periodos de tiempo, en promedio se tiene ensayos de cinco a diez minutos.

3.3.1.7. Matriz normalizada

Para encontrar la matriz normalizada se encuentra el porcentaje de satisfacción de cada criterio de selección dentro de las alternativas, y a estos se los junta en una sola tabla con el porcentaje de ponderación de los criterios (Tabla 3-6).

Tabla 3-6: Matriz normalizada

	I	II	III	Ponderación	
A	0,444	0,438	0,588	I	0,30
B	0,556	0,562	0,412	II	0,20
Suma	1	1	1	III	0,50
				Suma	1,00

3.3.1.8. Resultados

Por último se multiplica las dos matrices que se encuentran en la matriz normalizada, para obtener un resultado de mejor conveniencia de las alternativas planteadas (Tabla 3-7).

Tabla 3-7: Resultados

A	<i>Sistema hidráulico con bomba de caudal constante</i>	0,515
B	Sistema hidráulico con bomba de caudal variable	0,485

Del análisis de los resultados para la selección del sistema hidráulico con control de velocidad, se escoge la alternativa A (Sistema hidráulico con bomba de caudal constante) de acuerdo con los resultados obtenido en la tabla 3.7.

3.3.2. SELECCIÓN DEL MÉTODO DE CONTROL DE VELOCIDAD EN UN SISTEMA HIDRÁULICO CON BOMBA DE CAUDAL CONSTANTE:

En un circuito hidráulico con bomba de caudal constante se dispone de cuatro formas de controlar la velocidad, detalladas en el capítulo anterior. Teniendo en cuenta ciertos criterios se seleccionará una de ellas, para lo cual se hará nuevamente la práctica de una matriz de doble entrada:

3.3.2.1. Alternativas de métodos de control de velocidad en sistemas hidráulicos con bomba de caudal constante

A continuación en la tabla 3-8 se pueden ver las alternativas de control de velocidad con una bomba de caudal constante y su respectiva denominación.

Tabla 3-8: Diferentes alternativas para la selección del control de velocidad en sistemas hidráulicos con bomba de caudal constante

A	Sistema con estrangulación sobre el conducto de alimentación
B	Sistema con estrangulación sobre el conducto de retorno
C	Sistema con estrangulación mediante fuga
D	Sistema con regulador de caudal

3.3.2.2. Criterios de selección del método de control de velocidad

A continuación (Tabla 3-9) se pueden ver los criterios de selección del control de velocidad del sistema hidráulico

Tabla 3-9: Criterios de selección

I	Independencia de la velocidad frente a la carga
II	Menor costo de implantación
III	Mayor precisión en la velocidad
IV	Menores pérdidas de potencia

3.3.2.3. Matriz de calificación

Para seleccionar correctamente cada criterio se debe realizar una calificación independiente para cada alternativa del control de velocidad del sistema hidráulico (Tabla 3-10).

Tabla 3-10: Matriz de calificación

	I	II	III	IV
A	6	10	7	6
B	6	10	8	8
C	5	10	7	7
D	10	5	9	8
Suma	27	35	31	29

Escala de calificación: De 1 a 10 en forma ascendente, desde el menor grado de cumplimiento (1) hasta el mayor grado de cumplimiento (10).

3.3.2.4. Justificación de calificación

- Respecto a la independencia de la velocidad del sistema frente a la carga que soporte el mismo, se tiene que el sistema que posee una real independencia es el sistema que posee un regulador de caudal (sistema D), en cuanto a los sistemas que poseen como controlador de velocidad un estrangulador (sistemas A, B, C), se tienen el problema de que conforme aumenta la carga, disminuye la velocidad del pistón, sobre todo cuando las cargas son grandes y las velocidades elevadas.
- En cuanto a los costos de implantación, los sistemas con estrangulador son mucho más económicos (sistemas A, B, C). El sistema con regulador de caudal (sistema D), tienen un costo más elevado, debido a que está provisto de una válvula reguladora de caudal, que es más compleja que un estrangulador de caudal y por tanto más costosa.
- La mayor precisión en la velocidad la tiene el sistema con regulador de caudal (sistema D), debido a que está dispuesto para mantener el paso de un caudal constante independientemente de agentes externos. Un sistema con estrangulación sobre el conducto de retorno (sistema B), posee una presión mayor en la velocidad que los otros sistemas con estrangulador (sistemas A y C), ya que en el primero la estrangulación se la realiza después de que el fluido transmisor pasa por el actuador o cilindro, a diferencia de los otros donde se estrangula el conducto de ingreso afectando así la temperatura del aceite antes de entrar al cilindro.
- El sistema con regulador de caudal (sistema D), pierde menos potencia que los sistemas con estrangulador (sistemas A, C), ya que al ser independiente de la carga optimiza el paso de aceite de tal forma que el que se pierde por la válvula de descarga solamente es el preestablecido. El sistema con estrangulación a la salida también tiene una pérdida de potencia muy bajo ya que la estrangulación se da cuando el trabajo ya ha sido realizado.

3.3.2.5. Ponderación

Para determinar la mejor alternativa se debe ponderar según el grado de importancia cada criterio de selección elegido (Tabla 3-11).

Tabla 3-11: Ponderación de los criterios de selección

Ponderación	
I	30%
II	40%
III	15%
IV	15%

3.3.2.6. Justificación de ponderación

Dentro de los criterios de selección la independencia de la velocidad frente a la carga junto con un menor costo de implantación son muy notables dentro del diseño, pero mayor en importancia tiene el costo, ya que la velocidad al ser muy baja sufrirá muy poca fluctuación independientemente del tipo de válvula. Por tanto se asigna 30% y 40% respectivamente a estos criterios.

Los otros dos criterios que se toman en consideración son la precisión en la velocidad y las pérdidas de potencia, importantes en el diseño pero no de gran relevancia para el sistema a construirse porque se trata de un sistema de pequeña carrera del pistón y corto tiempo de trabajo.

3.3.2.7. Matriz normalizada

Para encontrar la matriz normalizada se encuentra el porcentaje de satisfacción de cada criterio de selección dentro de las alternativas, y a estos se los junta en una sola tabla con el porcentaje de ponderación de los criterios (Tabla 3-12).

Tabla 3-12: Matriz normalizada

	I	II	III	IV	Ponderación	
A	0,222	0,286	0,226	0,207	I	0,30
B	0,222	0,286	0,258	0,276	II	0,40
C	0,185	0,286	0,226	0,241	III	0,15
D	0,371	0,142	0,290	0,276	IV	0,15
Suma	1	1	1	1	Suma	1,00

3.3.2.8. Resultados

Por último se multiplica las dos matrices que se encuentran en la matriz normalizada, para obtener un resultado de mejor conveniencia de las alternativas planteadas (Tabla 3-13).

Tabla 3-13: Resultados

A	Sistema con estrangulación sobre el conducto de alimentación	0,246
B	<i>Sistema con estrangulación sobre el conducto de retorno</i>	0,261
C	Sistema con estrangulación mediante fuga	0,240
D	Sistema con regulador de caudal	0,253

Del análisis de los resultados para la selección del método de control de velocidad en un sistema hidráulico con bomba de caudal constante, se escoge la alternativa B (Sistema con estrangulación sobre el conducto de retorno) de acuerdo con los resultados obtenido en la tabla 3-13.

3.3.3. SELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO A USARSE:

La selección adecuada del tipo de cilindro hidráulico a usarse para desarrollar el trabajo es de suma importancia, ya que de este depende tanto la capacidad de trabajo del sistema como la versatilidad y facilidad de realización del ensayo:

3.3.3.1. Alternativas de tipos de cilindros hidráulicos

A continuación en la tabla 3-14 se pueden ver las alternativas del tipo de cilindro hidráulico a usarse y su respectiva denominación.

Tabla 3-14: Alternativas

A	Cilindro hidráulico de simple efecto
B	Cilindro hidráulico de doble efecto

3.3.3.2. Criterios de selección del sistema hidráulico

A continuación (Tabla 3-15) se pueden ver los criterios de selección del tipo de cilindro hidráulico a usarse.

Tabla 3-15: Criterios de selección

I	Precisión en el control de retorno
II	Mayor seguridad de retorno
III	Menor costo

3.3.3.3. Matriz de calificación

Para seleccionar correctamente cada criterio se debe realizar una calificación independiente para cada alternativa del tipo de cilindro a usarse (Tabla 3-16).

Tabla 3-16: Matriz de calificación

	I	II	III
A	4	7	9
B	10	10	7
Suma	14	17	16

Escala de calificación: De 1 a 10 en forma ascendente, desde el menor grado de cumplimiento (1) hasta el mayor grado de cumplimiento (10).

3.3.3.4. Justificación de calificación

- En un sistema hidráulico con cilindro de doble efecto se controla ambos sentidos de la carrera ya que este se da por empuje de la bomba, por lo que se puede controlar a deseo el movimiento del pistón en ambos sentidos. Mientras que en un sistema hidráulico es un poco más difícil ya que el retorno se da por gravedad.
- En un sistema hidráulico con cilindro de doble efecto el retorno del pistón es un hecho, ya que la bomba empujará con igual potencia en ambas direcciones de la carrera dependiendo únicamente de la posición de la válvula de distribución, en cambio con un cilindro de simple efecto el retorno puede verse trabado por algún ajuste en los elementos de la máquina, o también si el peso de la máquina es insuficiente para vencer el rozamiento de los empaques dentro del cilindro.
- Un sistema hidráulico con cilindro de simple efecto es más económico que uno con cilindro de doble efecto.

3.3.3.5. Ponderación

Para determinar la mejor alternativa se debe ponderar según el grado de importancia cada criterio de selección elegido (Tabla 3-17).

Tabla 3-17: Ponderación de los criterios de selección

Ponderación	
I	30%
II	30%
III	40%

3.3.3.6. Justificación de ponderación

Los dos primeros criterios de selección son igualmente importantes en el funcionamiento correcto del sistema, pues es necesario que la máquina cumpla satisfactoriamente el ciclo de su carrera, para que su uso sea rápido y sin contratiempos esencialmente en el retorno de la carrera por tanto se les ha ponderado igualmente con un 30% de importancia.

El aspecto económico sin duda es un parámetro decisivo en la selección para un diseño viable.

3.3.3.7. Matriz normalizada

Para encontrar la matriz normalizada se encuentra el porcentaje de satisfacción de cada criterio de selección dentro de las alternativas, y a estos se los junta en una sola tabla con el porcentaje de ponderación de los criterios (Tabla 3-18).

Tabla 3-18: Matriz normalizada

	I	II	III	Ponderación	
A	0,286	0,412	0,563	I	0,30
B	0,714	0,588	0,437	II	0,30
Suma	1	1	1	III	0,40
				Suma	1,00

3.3.3.8. Resultados

Por último se multiplica las dos matrices que se encuentran en la matriz normalizada, para obtener un resultado de mejor conveniencia de las alternativas planteadas (Tabla 3-19).

Tabla 3-19: Resultados

A	Cilindro hidráulico de simple efecto	0,434
B	<i>Cilindro hidráulico de doble efecto</i>	<i>0,566</i>

Del análisis de los resultados para la selección del tipo de cilindro hidráulico a usarse, se escoge la alternativa B (Cilindro hidráulico de doble efecto) de acuerdo con los resultados obtenido en la tabla 3-19.

3.3.4. SELECCIÓN DEL TIPO DE VÁLVULA DE DISTRIBUCIÓN PARA EL SISTEMA

Se requiere una válvula de distribución o dirección de flujo que disponga de posiciones tanto en avance como en retorno de la carrera del pistón del cilindro hidráulico, además se necesita una posición media que cumpla el propósito de parar el avance en cualquier punto de la carrera, sin perder presión y con la factibilidad de retomar el avance de la carrera cuando sea requerido, por estas razones de una gran gama de tipos de válvulas de distribución, se ha seleccionado la válvula de cuatro vías y tres posiciones tipo tándem, la cual en su posición de reposo o central se obtura impidiendo que el fluido retorne al depósito, y de esta manera también impidiendo que el pistón se mueva (Fig.3-3).

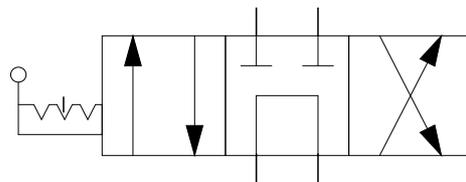


Figura 3-3: Representación técnica de la válvula seleccionada (4/3 tipo tándem)⁴²

⁴² Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

El accionamiento es manual con enclavamiento ya que es más económico y de acuerdo a las características del trabajo a realizarse con el sistema (Fig.3-4).

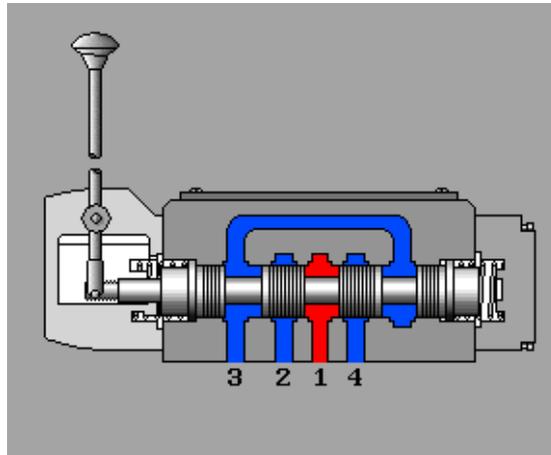


Figura 3-4: Válvula 4/3 con accionamiento manual y enclavamiento⁴³

3.4. RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS DIFERENTES SELECCIONES DEL NUEVO SISTEMA

A continuación se presentan los resultados obtenidos de las partes del nuevo sistema a diseñar y construir o seleccionar.

- Sistema hidráulico con bomba de caudal constante
- Sistema con estrangulación sobre el conducto de retorno
- Cilindro hidráulico de doble efecto
- Válvula de distribución 4/3 de accionamiento manual con enclavamiento, tipo tándem.

Debido a lo anteriormente citado se puede representar ya un sistema final a diseñar como lo muestra la figura 3-5.

⁴³ Obtenido por simulación en el programa Automation Studio 5.0

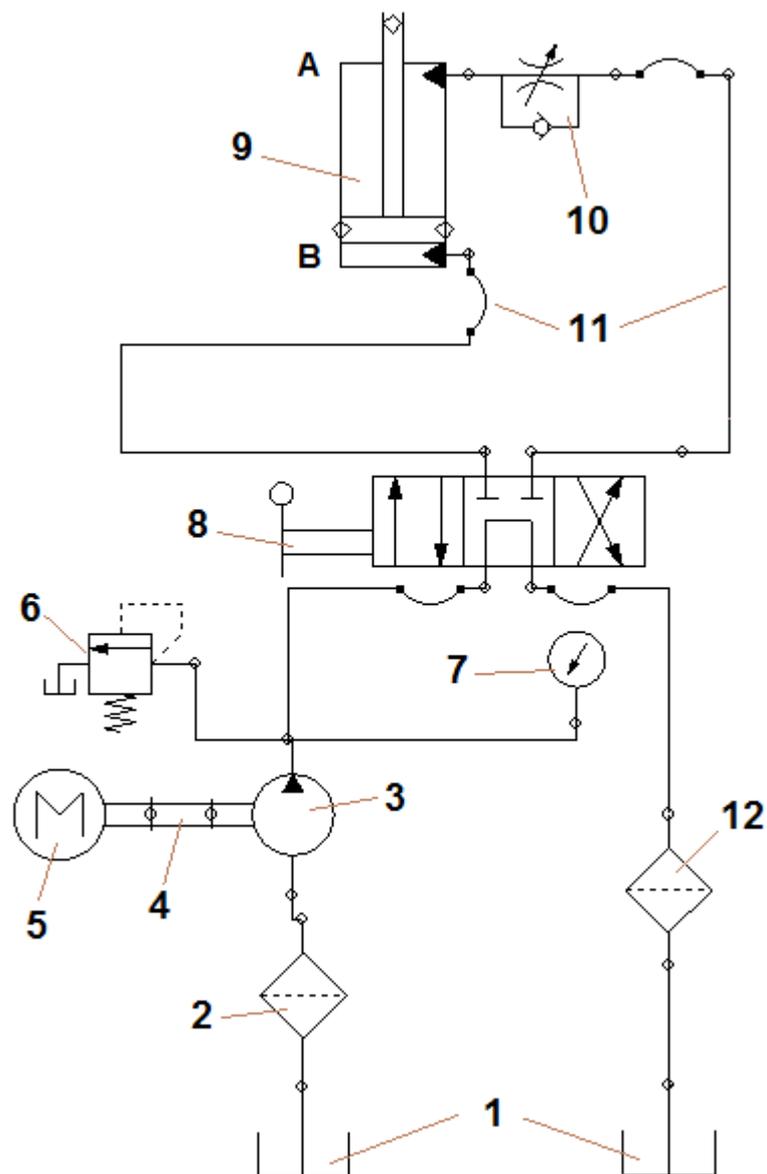


Figura 3-5: Diagrama final del sistema a diseñar y construir o seleccionar⁴⁴

De la figura 3-5 se pueden especificar los elementos, siendo estos:

1. Depósito del sistema
2. Filtro de succión interno
3. Bomba hidráulica
4. Unión motor – bomba (matrimonio)
5. Motor eléctrico
6. Válvula de alivio
7. Manómetro

⁴⁴ Diagrama realizado en el programa Automation Studio 5.0.

8. Válvula de control direccional 4 vías 3 posiciones
9. Pistón o cilindro hidráulico de doble efecto
10. Válvula reguladora de flujo
11. Línea o tuberías de circulación del fluido
12. Filtro de retorno

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO A CONSTRUIR Y OTRAS PARTES

4.1. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS CONSTITUYENTES DEL SISTEMA

4.1.1. FUERZA TOTAL A APLICARSE F_T

Para empezar con el diseño del sistema hidráulico se toma en cuenta los ensayos a realizar, las dimensiones de la probeta y el tipo de material.

Consecuente con la tesis que se desarrolló en el año 2002 para realizar la máquina actual, se puede apreciar que se aplicará mayor fuerza o esfuerzo en el ensayo de tracción, es por ello que nuestro diseño parte exclusivamente de este ensayo.

Las dimensiones de la probeta normalizada para el ensayo de tracción según normas se pueden ver en la siguiente tabla 4-1:

Tabla 4-1: Longitudes de probetas para ensayo de tracción en juntas soldadas según normas⁴⁵

DIMENSIÓN	API	ASME	AWS
Espesor mm (pulg.)	25.4 (1)	25.4 (1)	25.4 (1)
Ancho mm (pulg.)	25.4 (1)	19.05 (3/4)	19.05 (3/4)

Cabe notar que el ensayo de tracción se realizará con la norma AWS D1.1, por lo tanto el área A de la probeta será:

$$A = \text{Espesor} * \text{Ancho} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

⁴⁵ GALLARDO Juan, MELO Carlos; (2002), "Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos Destructivos en Juntas Soldadas Para el Departamento de Materiales y Procesos de Fabricación de la Escuela Politécnica Nacional", Proyecto de Titulación previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica Nacional, Quito, pág. 16.

$$A = 25.4 \text{ mm} * 19.05 \text{ mm} = 483.87 \text{ mm}^2 \left| \frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2} \right| = 4.8387 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Este ensayo se realizará en el acero API 5Lx70 cuyo esfuerzo último es de 565 Mpa.

Para el cálculo de la fuerza máxima en la probeta F_p se tiene:

$$F_p = \sigma_{ut} * A \quad (\text{Ec. 4.2})$$

$$F_p = 565 \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) * 483.87 \text{ mm}^2 = 273386.55 \text{ N}$$

$$F_p = 273386.55 \text{ N} \cong 27.88 \text{ Ton}$$

El peso de la máquina $F_{m\acute{a}q}$ a levantarse durante el ensayo es de:

$$F_{m\acute{a}q} = 607.6 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza total será:

$$F_t = F_p + F_{m\acute{a}q} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

$$F_t = 273386.55 \text{ N} + 607.6 \text{ N} = 273994.15 \text{ N}$$

4.1.2. PRESIÓN MÁXIMA DEL SISTEMA $P_{M\acute{A}XP}$

Para el cálculo del área del pistón se asumió un diámetro del mismo D_p igual a 7 pulgadas, por ello el área A_{pi} será:

$$A_{pi} = \frac{\pi * D_p^2}{4} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

$$D_p = 7 \text{ pulgadas} \left| \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulgada}} \right| = 177.8 \text{ mm}$$

$$A_{pi} = \frac{\pi * 177.8^2 \text{ mm}^2}{4} = 24828.67 \text{ mm}^2 = 0.024828 \text{ m}^2$$

Para la presión requerida en el pistón se parte de la fuerza total y del área del pistón.

$$P_{máxp} = \frac{F_t}{A_{pi}} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$P_{máxp} = \frac{273994.15 \text{ N}}{0.024828 \text{ m}^2} = 11035691.56 \text{ Pa} = 1600.6 \text{ PSI} \approx 2000 \text{ PSI}$$

La presión máxima en el pistón es la que determina a la presión máxima del sistema, debido a esto se consideran estas dos variables exactamente iguales.

Tener una presión máxima del sistema aproximada a 2000 PSI quiere decir que a partir de esta presión se seleccionarán todas las demás partes del sistema hidráulico, ya que este dato es nuestro limitante para una correcta selección de dichas partes.

4.1.3. CAUDAL REQUERIDO Q

Para este caso se toma en cuenta las características de la máquina, las cuales de cierto modo limitan y condicionan el cálculo, es por eso que se tiene una longitud de carrera L de 200 mm.

Según la norma ASTM E8, la cual corresponde a ensayos de tracción, aconseja que el tiempo en el desarrollo de este ensayo debe ser aproximadamente de 10 minutos. Esto nos complica el cálculo para la carrera de 200 mm en la velocidad. Debido a esto se tomará un tiempo mucho más elevado para la carrera del pistón, pero cuando se trate del ensayo de tracción el tiempo bajará hasta el recomendado.

Por tal motivo el tiempo para recorrer los 200 mm será asumido de 60 segundos. Debido a esto la velocidad del pistón V_c será:

$$V_c = \frac{L}{t_L} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Donde:

L = Carrera del pistón (200 mm)

t_L = Tiempo que el pistón demore en recorrer los 200 mm cuando no exista carga alguna

$$V_c = \frac{200 \text{ mm}}{60 \text{ seg}} = 3.33 \text{ mm/s}$$

El caudal del sistema o requerido Q será:

$$Q = V_c * A_{pi} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

$$Q = 3.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}} * 24828.67 \text{ mm}^2 = 82679.4711 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 82679.4711 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 8.26795 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.3 \text{ GPM}$$

4.1.4. CÁLCULO DE POTENCIAS

Para el desarrollo de las potencias en los principales elementos hidráulicos del sistema se deben tomar eficiencias y por tanto pérdidas que existirán en los mismos, para ello se puede observar la siguiente figura 4-1:

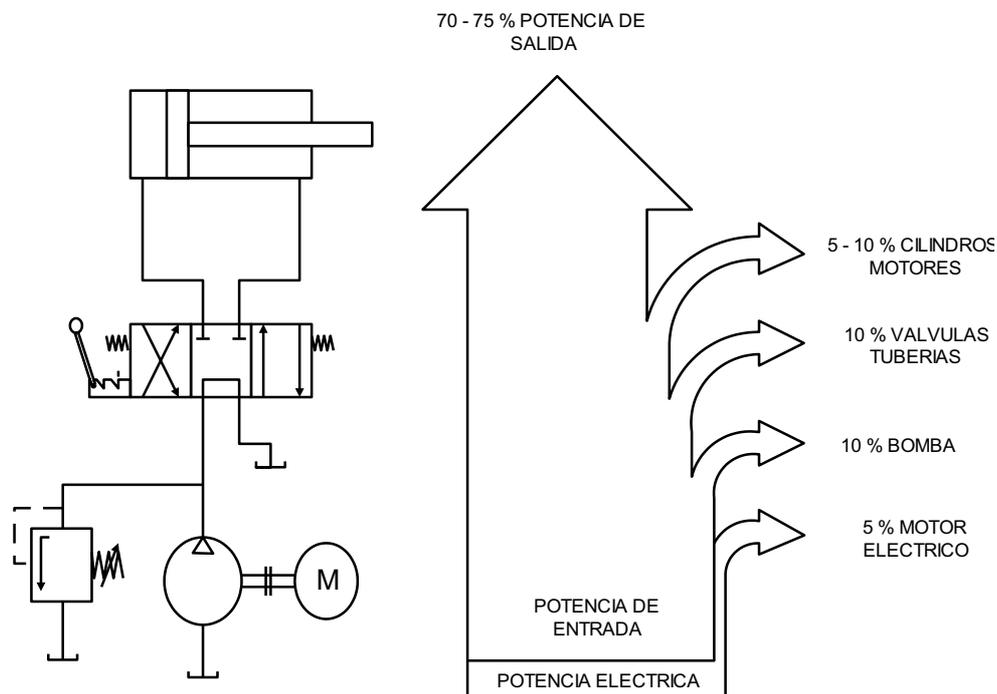


Figura 4-1: Diagrama Sankey que representa los valores promedio de las respectivas eficiencias para cada elemento hidráulico⁴⁶

⁴⁶ TECSUP-Campus Virtual; "Manual Fundamentos de Hidráulica"; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 59.

4.1.4.1. Potencia en la bomba P_t

Potencia teórica en la bomba P_t :

$$P_t = \frac{Q * P_{máxp}}{1714} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

$$P_t = \frac{1.3 \text{ GPM} * 2000 \text{ PSI}}{1714} = 1.517 \text{ HP}$$

Tomando en cuenta una eficiencia η_b en la bomba de 0.85 se tiene una potencia real P_o en la bomba

$$P_o = \frac{P_t}{\eta_b} \quad (\text{Ec. 4.9})$$

$$P_o = \frac{1.517 \text{ HP}}{0.85} = 1.78 \text{ HP}$$

Elegimos una bomba de 2 hp.

4.1.4.2. Potencia en el motor P_m

Con una eficiencia η_m en el motor de 0.9 se tiene una potencia en el motor de:

$$P_m = \frac{P_o}{\eta_m} \quad (\text{Ec. 4.10})$$

$$P_m = \frac{2 \text{ HP}}{0.9} = 2.2 \text{ HP}$$

Relacionando la potencia obtenida con catálogos existentes en el mercado (Anexo 2), seleccionamos un motor de 2 HP. Además de eso también se puede ver que la selección incluye una velocidad de 1800 rpm y 220 V de entrada.

4.1.5. SELECCIÓN DE VÁLVULAS

4.1.5.1. Cálculo de la presión en la válvula de alivio P_{va}

La presión en la válvula de alivio P_{va} debería ser un 5% más que la presión máxima del sistema, como se indica a continuación:

$$P_{va} = P_{máxp} + (P_{máxp} * 0.05) \quad (\text{Ec. 4.11})$$

$$P_{va} = 2000 \text{ PSI} + (2000 \text{ PSI} * 0.05)$$

$$P_{va} = 2100 \text{ PSI} = 14479 \text{ Kpa}$$

4.1.5.2. Determinación de la válvula reguladora de flujo

Para seleccionar la válvula se tomó en cuenta el caudal máximo del sistema el mismo que es el caudal nominal de la bomba hidráulica, para lo cual seleccionamos una válvula reguladora de un rango de 1.3 a 0.1 GPM ($8.2017 * 10^{-5} - 6.309 * 10^{-6} \text{ m}^3/\text{seg}$) y una presión de operación máxima de 2000 PSI (13789.51 Kpa).

4.1.6. SELECCIÓN DE TUBERÍAS

Como se puede observar en la figura 3-5, se representan tres diferentes líneas, las cuales son:

- Línea de succión
- Línea de descarga del fluido
- Línea de alta presión

Para la selección de las tuberías se debe tomar en cuenta principalmente los caudales y las áreas, ya que esos parámetros determinan la velocidad del fluido. La velocidad del fluido está limitada debido a pérdidas de energía existentes que se causan debido al rozamiento entre el fluido y la tubería. Debido a eso se recomiendan las siguientes velocidades que se muestran en la tabla 4-2:

Tabla 4-2: Límites de velocidades recomendados para las diferentes líneas⁴⁷

LÍNEAS EXISTENTE EN UN SISTEMA HIDRÁULICO	VELOCIDAD RECOMENDADA (m/s)
Líneas de succión	$V_{\text{succión}} < 1.5$
Líneas de retorno al tanque	$V_{\text{retorno}} < 3.0$
Líneas de presión	$V_{\text{presión}} < 5.0$
Velocidad de los actuadores	$V_{\text{actuadores}} < 1.0$

⁴⁷ TECSUP-Campus Virtual; "Manual Fundamentos de Hidráulica"; Sección Mandos Hidráulicos; pág. 35.

4.1.6.1. Selección de la tubería para la línea de succión

Se tiene que el caudal del sistema requerido Q es de:

$$Q = 82017.26 \frac{mm^3}{s}$$

$$Q = V_s * A_s \quad (Ec. 4.12)$$

Donde V_s = Velocidad del fluido en la línea o tubería de succión del sistema

A_s = Área interna de la tubería de succión del sistema

$$A_s = \frac{Q}{V_s} = \frac{82017.26 \frac{mm^3}{s}}{650 \frac{mm}{s}} = 126.18 mm^2$$

Con este dato del área se puede calcular el diámetro interno de la tubería de succión D_s

$$A_s = \frac{\pi * D_s^2}{4} \quad (Ec. 4.13)$$

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 126.18 mm^2}{\pi}} = 12.68 mm \approx \frac{1}{2} pulg$$

4.1.6.2. Selección de tuberías para las líneas de presión y de retorno o descarga al tanque

En este caso se debe tomar en cuenta que la línea de la tubería de succión es relativamente igual a la línea de presión, ya que para ubicar al pistón en la posición B (figura 3-5) se necesita bombear líquido, es decir en esa línea se tendrá líquido a alta presión.

Por lo tanto se tiene lo siguiente:

$$Q = V_{p/r} * A_{p/r}$$

Donde $V_{p/r}$ = Velocidad del fluido en la tubería de presión y retorno al depósito del sistema.

$A_{p/r}$ = Área interna de la tubería de presión y retorno al depósito del sistema.

$$A_{p/r} = \frac{Q}{V_{p/r}} = \frac{82017.26 \frac{mm^3}{s}}{2150 \frac{mm}{s}} = 38.147 mm^2$$

Con este dato del área se puede calcular el diámetro interno de la tubería de presión y retorno al depósito $D_{p/r}$

$$A_{p/r} = \frac{\pi * D_{p/r}^2}{4}$$

$$D_{p/r} = \sqrt{\frac{4 * A_{p/r}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 38.147 mm^2}{\pi}} = 7 mm \approx \frac{5}{16} pulg$$

4.1.6.3. Selección del diámetro de tuberías gráficamente

De acuerdo con lo seleccionado se puede concluir que se necesitan dos tipos de tuberías:

- Una tubería de diámetro interno de ½ pulgada para la línea de succión.
- Una tubería de diámetro interno de 5/16 pulgada para las líneas de presión y retorno al depósito.

Los cálculos anteriormente realizados pueden ser comprobados mediante la siguiente figura 4-2, la cual es la que se recomienda usar para la selección de mangueras.

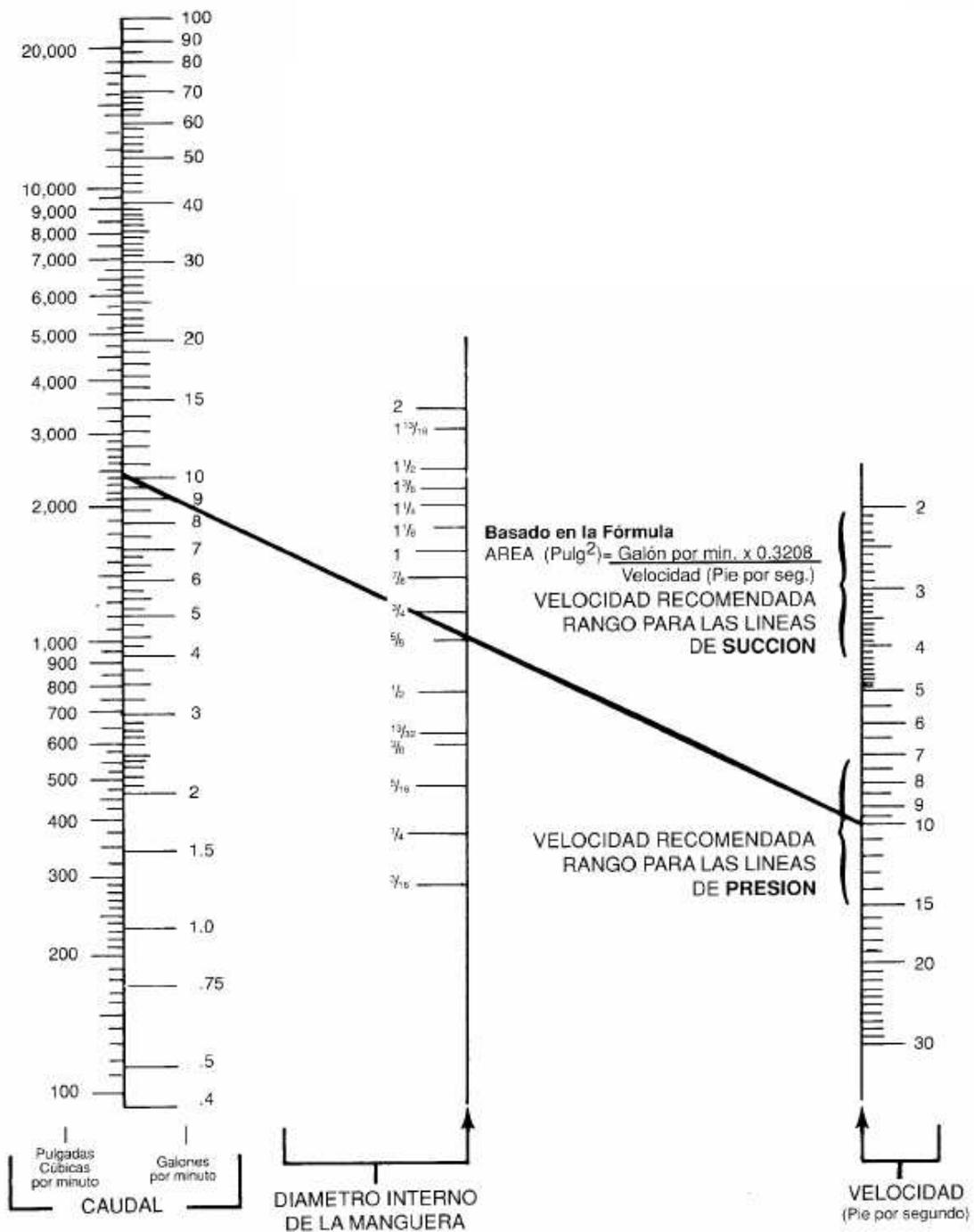


Figura 4-2: Figura para la selección del diámetro interno de la manguera (caudal y velocidad)⁴⁸

La figura 4-2 se utiliza para determinar el diámetro interno de la manguera que se necesita para cumplir con el caudal y los requerimientos de velocidad.

⁴⁸ <http://www.sccovarrubias.cl/Manguera%20Hidrau.pdf>

4.1.6.3.1. Tubería para la línea de succión

En este caso, teniendo en cuenta que para un caudal del sistema de 1.3 GPM y una velocidad requerida de 650 mm/s (2.13 ft/s) se puede trazar una línea imaginaria que tome en cuenta a estos dos valores y a su vez que cruce por los valores de diámetro interno de la manguera, esta línea imaginaria pasa entre los intervalos de $\frac{1}{2}$ y $\frac{13}{32}$ pulgadas, tomando así la de mayor valor. Con eso se obtiene un diámetro interno de la manguera de aproximadamente $\frac{1}{2}$ pulgada.

4.1.6.3.2. Tubería para las líneas de presión y retorno al depósito

De igual manera se tiene un caudal del sistema de 1.3 GPM y una velocidad requerida de 2150 mm/s (7.05 ft/s). Tomando en cuenta estos dos valores se tiene un diámetro interno aproximado de $\frac{5}{16}$ pulgada.

4.1.6.4. Selección de la tubería adecuada

De los catálogos de HRW y Strongflex (Anexo 3) se puede observar que la tubería que cumple los debidos requerimientos es la SAE 100 R1AT. Debido a esto se seleccionan las tuberías que poseen los diámetros internos de $\frac{1}{2}$ y $\frac{5}{16}$ pulgada cuyas características satisfacen el diseño de trabajo y operación del sistema.

4.1.7. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DEL SISTEMA

Como se mencionó anteriormente en el segundo capítulo sobre el depósito o tanque de almacenamiento, este depósito debe ser 2 ó 3 veces el caudal de la bomba en litros por minuto, debido a esto se tiene:

$$Q = 1.3 \text{ GPM} = 4.92 \text{ l/min}$$

$$V_D = 3 Q \quad (\text{Ec. 4.14})$$

Donde V_D = Volumen del depósito o tanque de almacenamiento

$$V_D = 3 * 4.92 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 14.76 \text{ litros} = 14760 \text{ cc} \approx 4 \text{ galones}$$

Según los cálculos obtenidos se puede apreciar que el volumen de nuestro depósito es aproximadamente 15 litros. Con este valor volumétrico se puede

dimensionar al depósito del sistema mediante tablas normalizadas (tabla 4-3) con el fin de obtener un correcto funcionamiento de todo el sistema

Tabla 4-3: Dimensionamiento del depósito del fluido hidráulico para el sistema en función del volumen necesario en litros⁴⁹

Dimensionamento					
Reservatório (litros)	Dimensões (mm)				
	A	B	C	D	E
20	330,0	327,0	430,0	87,5	13,0
60	400,0	410,0	600,0	114,0	13,0
80	410,0	473,0	720,0	114,0	13,0
120	490,0	495,0	870,0	114,0	13,0
180	620,0	500,0	950,0	114,0	
250	660,0	550,0	1050,0	114,0	
300	680,0	600,0	1100,0	114,0	
400	770,0	600,0	1270,0	114,0	
500	800,0	700,0	1300,0	114,0	

De la tabla 4-3 se puede ver que para este caso lo más conveniente es la selección de un depósito de 20 litros.

4.1.8. SELECCIÓN DEL PISTÓN DE DOBLE EFECTO

La selección y dimensionamiento de este elemento están limitadas a la presión del sistema y el diseño de la máquina (medidas y forma de operación). Por esta razón se tiene lo siguiente:

⁴⁹ PARKER Training; (1999); "Tecnología Hidráulica Industrial"; Jacareí - São Paulo; pág. 15

- Carrera: 200 mm
- Diámetro del pistón: 7 pulgadas (177.8 mm)
- Espacio disponible o alto: 280 mm
- Diámetro del vástago: 110 mm
- Tipo de acople o montaje: Brida trasera
- Rosca interna de sujeción en el vástago: 5/8 pulgada * 30 mm de profundidad (Fig.4-3).

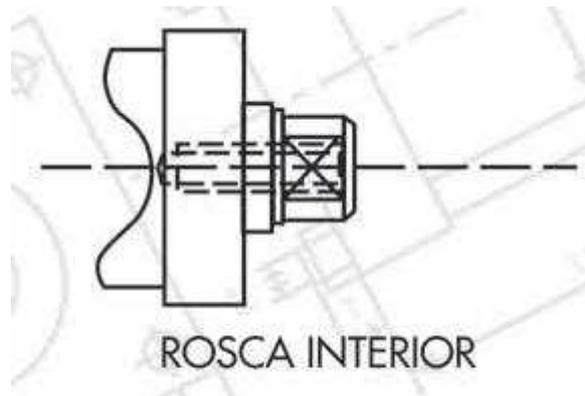


Figura 4-3: Especificación de una rosca interna en el vástago⁵⁰

Los datos obtenidos de diámetro del vástago y tipo de acople han sido seleccionados del catálogo de FAP (Anexo 4) los cuales siguen la norma ISO 6022 para pistones.

4.1.9. SELECCIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO

La correcta selección del aceite hidráulico permite que se obtenga un buen funcionamiento del mismo, pues se logrará una rápida aplicación de la carga, buena lubricación, facilidad de control de la velocidad y se tendrá un rápido incremento o cambio de dirección de la fuerza.

La mayoría de los sistemas hidráulicos industriales que operan a temperaturas normales tienen bombas que requieren aceites con un grado de viscosidad entre 5 y 100 ISO, aunque los grados más comúnmente usados están entre 32 y 46⁵¹

⁵⁰ Imagen tomada del catálogo de la FAP Cilindros Hidráulicos CHB (según norma ISO 6022), pág. 4.

Debido a esto se ha seleccionado un aceite adecuado para realizar este tipo de trabajos, siendo este el aceite ISO 32, el mismo que tiene las siguientes equivalencias y clasificaciones (Tablas 4-4 y 4-5):

Tabla 4-4: Equivalencias entre los diferentes sistemas de clasificación de la viscosidad⁵²

Grado ISO	Grado ASTM	Grado AGMA	Grado SAE			
			Motor		Engranajes	
			Unigrado	Multigrado	Unigrado	Multigrado
10						
15	75					
22	105		0W, 5W		75W	
32	150		10W			
46	215	1	10, 15W			
68,68EP	315	2, 2EP	20W, 20	10W30, 20W20	80, 80W	
100,100EP	465	3, 3EP	25W, 30	5W50, 15W40		
150, 150EP	700	4, 4EP	40	15W50, 20W40		
220, 220EP	1000	5, 5EP	50		90	85W90
320, 320 EP	1500	6, 6EP				85W140
460, 460EP, 460C	2150	7, 7EP, 7C			140	
680, 680EP, 680C	3150	8, 8EP, 8C				
1000, 1000EP, 1000C	4650	9, 9EP, 9C				
1500, 1500EP, 1500C	7000	10, 10EP, 10C			250	

⁵¹ SHELL; Tutor de lubricación; Lubricantes para sistemas hidráulicos; Módulo 5;pág. 42;
<http://www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION%20SHELL%20-%20Aceites-Hidraulicos.pdf>

⁵² <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/bo2.pdf>

Tabla 4-5: Clasificación ISO de los aceites industriales⁵³

Grado ISO	Límites de viscosidad					
	cSt/40 °C		SSU/100 °F		SSU/210 °F	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
2	1.98	2.42	32.8	34.4		
3	2.88	3.52	36.0	38.2		
5	4.14	5.06	40.4	43.5		
7	6.12	7.48	47.2	52.0		
10	9.00	11.00	57.6	65.3	34.6	35.7
15	13.50	16.50	75.8	89.1	37.0	38.3
22	19.80	24.20	105.0	126.0	39.7	41.4
32	28.80	35.20	149.0	182.0	43.0	45.0
46	41.40	50.60	214.0	262.0	47.1	49.9
68	61.20	74.80	317.0	389.0	52.9	56.9
100	90.00	110.00	469.0	575.0	61.2	66.9
150	135.00	165.00	709.0	871.0	73.8	81.9
220	198.00	242.00	1047.0	1283.0	90.4	101.0
320	288.00	352.00	1533.0	1881.0	112.0	126.0
460	414.00	506.00	2214.0	2719.0	139.0	158.0
680	612.00	748.00	3298.0	4048.0	178.0	202.0
1000	900.00	1100.00	4864.0	5975.0	226.0	256.0
1500	1350.00	1650.00	7865.0	9079.0	291.0	331.0

El aceite adquirido (Texaco - Rando HD 32) presenta los siguientes beneficios y aplicaciones (Fig.4-4):

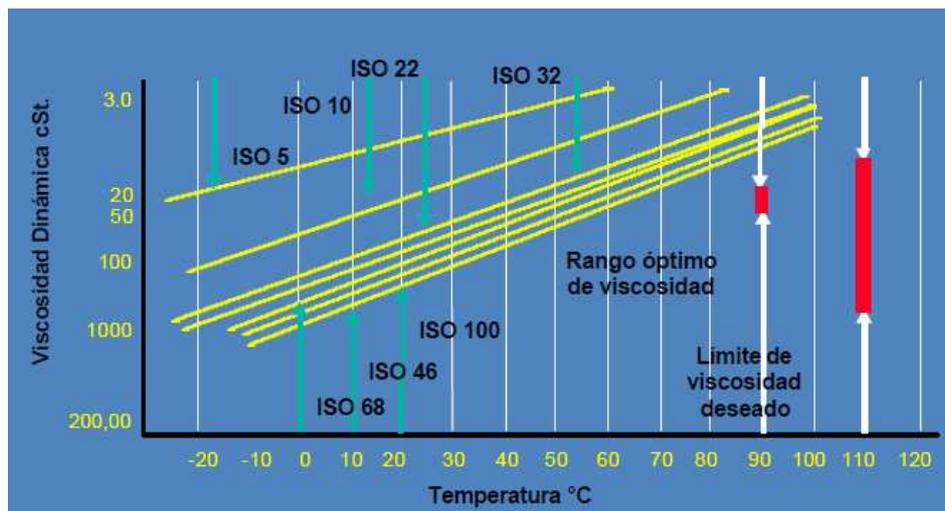


Figura 4-4: Grado de viscosidad apropiado tomando en cuenta la temperatura de operación⁵⁴

⁵³ <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/bo2.pdf>

4.1.9.1. Beneficios del Aceite Hidráulico

- Vida útil del equipo más larga: Su paquete anti desgaste especial reduce el desgaste mediante la protección de superficies cuando la carga provoca la falla de la película de lubricante.
- Reducción en el tiempo de reparación: Su efectivo inhibidor de herrumbre y oxidación evita la producción de partículas abrasivas en la formación de herrumbre, así como depósitos, barnices y lodos derivados de las fallas en el aceite, las cuales pueden dañar las superficies y juntas del equipo y bloquear los filtros de forma prematura.
- Operación libre de problemas: Sus características de buena estabilidad hidrolítica y de separación del agua proporcionan excelente filtrabilidad en la presencia de contaminación por agua. Sus buenas propiedades anti-espuma y de liberación de aire aseguran una operación suave y eficiencia del sistema.
- Vida extendida de servicio del aceite: Su alta estabilidad a la oxidación resiste el engrosamiento del aceite y la formación de depósitos en servicio, eliminando la necesidad del cambio no programado del fluido hidráulico.

4.1.9.2. Aplicaciones del Aceite Hidráulico

Es recomendado para:

- Bombas vane, de pistón, o de engranes, especialmente cuando las presiones exceden los 1000 psi.
- Compresores recíprocos ligeramente cargados.
- Motores y chumaceras.
- Está diseñado para dar una máxima protección de las bombas hidráulicas en sistemas móviles y estacionarios.
- Engranajes de reducción de equipos hidráulicos.
- Chumaceras sencillas y antifricción.
- Sistemas de aceite circulante.

⁵⁴ SHELL; Tutor de lubricación; Lubricantes para sistemas hidráulicos; Módulo 5;pág. 43; <http://www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION%20SHELL%20-%20Aceites-Hidraulicos.pdf>

- Para lubricación de engranajes como aceites para engranajes con inhibición de herrumbre y oxidación.

4.1.10. SELECCIÓN DE LA UNIÓN MOTOR-BOMBA (MATRIMONIO)

La unión motor-bomba o matrimonio (comúnmente llamado) es un accesorio importante, ya que este transmite la potencia y revoluciones desde el motor hacia la bomba con el fin de obtener el caudal adecuado (1.3 GPM) y la potencia necesaria para generar los 2000 psi requeridos.

Como se puede apreciar en la selección de la bomba y el motor, se requieren de 1750 rpm en los dos casos, es decir, lo que se necesita es que el número de revoluciones sea el mismo tanto en la bomba como en el motor, por este motivo no se colocará ningún medio que reduzca la velocidad, colocándose así una unión directa entre los ejes de la bomba y el motor.

4.1.10.1. Cálculo del Torque Nominal T_{nom}

Para el cálculo del torque nominal se tiene la siguiente fórmula:

$$T_{nom} = \frac{P_m * 63025}{RPM} \text{ libras} - \text{in} \quad (\text{Ec. 4.15})$$

Donde: P_m = Potencia en el motor en HP

RPM = Revoluciones por minuto del motor

Por lo tanto se tiene lo siguiente

$$T_{nom} = \frac{2 \text{ HP} * 63025}{1750 \text{ rpm}}$$

$$T_{nom} = 72,029 \text{ libras} - \text{in}$$

4.1.10.2. Cálculo del Torque de diseño T_{dis}

Cabe notar a continuación que la siguiente unión motor-bomba será para un motor eléctrico con torque estándar, el cual accionará una bomba de engranes.

Debido a esto se seleccionará un factor de aplicación de servicio para el matrimonio (tabla 4-6)

Tabla 4-6: Factor de aplicación de servicio en función de las características del motor y bomba⁵⁵

Application Service Factors

	Service Factors						Service Factors						Service Factors				
	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w4 or more cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w4 or more cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w4 or more cyl*	Reciprocating Engines*	
				1-Cyl	2-Cyl					1-Cyl	2-Cyl					1-Cyl	2-Cyl
Agitators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Feeders						Beater, Pulper,					
Band Resaw (lumber)....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Jordans, Dresses	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Barge Haul Puller	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Calenders, Dryers, Washers,					
Beaters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Filter, Press-oil	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Thickener.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Blowers						Generators						Converting Machines,					
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Not Welding	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Conveyors	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Lobe, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Welding.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Printing Presses	1.50	1.75	1.50	1.7	1.3
Bottling Machinery	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Hoist	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Pug Mill	1.75	2.00	1.75	2.0	1.6
Brew Kettles (distilling) .	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Hammermills	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Pumps					
Can Filling Machinery ..	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Kilns	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Car Dumpers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Laundry Washers —						Gear, Rotary, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Car Pullers	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Reversing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reciprocating:					
Card Machine	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0	Lumber Machinery						1-Cyl. Single or					
Chiller (oil).....	1.50	2.00	1.25	2.0	2.0	Barkers, Edger Feeder,						Double Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Compressors						Live Roll.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	2-Cyl. Single Acting ...	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Planer, Slab Conveyor..	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	2-Cyl. Double Acting....	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Screw, Lobe.....	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Machine Tools						3 or more Cyl.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Reciprocating	See Note					Punch Press-gear Driven,						Rubber Machinery					
Conveyors, Uniformly Fed						Plate Planer.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Mixers.....	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Assembly, Belt, Screw ..	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Tapping Machinery,						Rubber Calender	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Bucket, Sawdust.....	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Bending Roll	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Screens					
Live Roll, Shaker,						Main Drive.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Air washing, Water.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Reciprocating	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Auxiliary Drives.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Rotary—stone or gravel,					
Conveyors, Not Uniformly Fed						Metal Forming Machines						Dewatering	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Assembly, Belt,						Draw Bench-carriage						Vibrating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Oven, Screw.....	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5	& Main Drive.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Grizzly.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Extruder, Forming Machine,						Shredders	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Shaker	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Wire Drawing.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Steering Gears	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Cookers —Brewing, Distilling,						Table Conveyors.....	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Stokers	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Food	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Wire Winding, Coilers,						Suction Roll (paper).....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Cranes & Hoist ¹	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Slitters.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Textile Machinery					
Crushers —Cane (sugar), Stone, or Ore						Mills, Rotary Type						Dryers, Dyeing Machinery,					
.....	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Ball, Kilns, Pebble,						Mangle.....	1.20	1.45	1.20	2.0	1.6
Dredges						Rolling, Tube	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Loom, Spinner,					
Cable reels	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Cement Kilns,						Tenter frames.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Conveyors, Pumps,						Dryers, Coolers	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Tumbling Barrels	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Maneuvering Winches..	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Tumbling.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Windlass	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Cutter Head Drives.....	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Mixers						Woodworking Mach.	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Dynamometer	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Concrete, continuous ...	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0						
Evaporators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Muller.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8						
Fans						Paper Mills											
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Agitator (mixers),											
Cooling Towers.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reel, Winder.....	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5						
Forced Draft,						Winder	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5						
Propeller	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Barker (mechanical),											
Induced draft						Log Haul, Chipper	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3						
w/damper control.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Barking Drum											
Induced draft w/o						(spur gear).....	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8						
damper control	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6												

Caution: Applications involving reciprocating engines and reciprocating driven devices are subject to critical rotational speeds which may damage the coupling and/or connected equipment. Contact Lovejoy Engineering with specific requirements.

De la tabla 4-6 se puede apreciar que el factor de servicio es de 1.25

⁵⁵ Información tomada del catálogo para unión motor – bomba (matrimonio) de LOVEJOY; Tabla 1; pág. 20; www.lovejoy-inc.com.

Con este factor se puede calcular el torque de diseño T_{dis} , el cual está dado de la siguiente fórmula:

$$T_{dis} = T_{nom} * \text{Factor de servicio (libras - in)} \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$T_{dis} = 72,029 \text{ libras - in} * 1,25$$

$$T_{dis} = 90 \text{ libras - in}$$

4.1.10.3. Material del matrimonio

Es importante la correcta selección del material a usar en el matrimonio, es por ello que se debe tomar en cuenta según la tabla 4-7

Tabla 4-7: Tipo de material del matrimonio a seleccionar en función de la temperatura de trabajo⁵⁶

Characteristics	Temperature Range	Misalignment		Shore Hardness ¹	Dampening Capacity	Chemical Resistance ²	Color
		Angular Degree	Parallel Inch				
SOX (NBR) Rubber – Nitrile Butadiene (Buna N) Rubber is a flexible elastomer material that is oil resistant, resembles natural rubber in resilience and elasticity and operates effectively in temperature range of -40° to 212° F (-40° to 100° C). Good resistance to oil. Standard elastomer. (Also applies to SXB Cushions.)	-40° to 212° F -40° to 100° C	1°	.015	80A	HIGH	GOOD	BLACK
URETHANE – Urethane has greater torque capability than NBR (1.5 times), provides less dampening effect, and operates at a temperature range of -30° to 160° F (-34° to 71° C). Good resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-30° to 160° F -34° to 71° C	1°	.015	55D L050-L110 90-95A L150-L225	LOW	VERY GOOD	BLUE
HYTREL® – Hytrel is a flexible elastomer designed for high torque and high temperature operations. Hytrel can operate in temperatures of -60° to 250° F (-51° to 121° C) and has an excellent resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-60° to 250° F -51° to 121° C	1/2°	.015	55D	LOW	EXCELLENT	TAN
BRONZE – Bronze is a rigid, porous oil-impregnated metal insert exclusively for slow speed (maximum 250 RPM) applications requiring high torque capabilities. Bronze operations are not affected by extreme temperatures, water, oil, or dirt.	-40° to 450° F -40° to 232° C	1/2°	.010	—	NONE	EXCELLENT	BRONZE

Tomando en cuenta la tabla 4-7 y teniendo presente que el motor, bomba matrimonio no se recalentará más de 100 °C es conveniente seleccionar el material denominado NBR para el matrimonio.

⁵⁶ Información tomada del catálogo para unión motor – bomba (matrimonio) de LOVEJOY; Tabla 2; pág. 21; www.lovejoy-inc.com.

4.1.10.4. Nomenclatura del matrimonio a seleccionar

Teniendo en cuenta el tipo de material seleccionado se procede a observar la tabla 4-8, la cual especifica el tamaño a seleccionar en función del torque de diseño y del tipo de material.

Tabla 4-8: Tamaño del matrimonio a seleccionar en función del tipo de material y torque de diseño⁵⁷

Jaw Nominal Rated Torque Data

Size	Max Bore		Spider Material							
	in	mm	SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
			in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,268	256.00	2,268	256.00
L150	1.875	48	1,240.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,706	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	—	—	—	—	—	—
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	—	—	12,500	1 412.00
C226	2.500	64	2,988.0	338.0	—	—	5,940	671.00	5,940	671.00
C276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	9,432	1 066.00	—	—
C280	3.000	76	7,560.0	854.0	—	—	13,866	1 567.00	—	—
C285	4.000	102	9,182.0	1 038.0	—	—	16,680	1 882.00	—	—
C295	3.500	89	11,340.0	1 281.0	—	—	22,680	2 563.00	22,680	2 563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2 136.0	—	—	37,800	4 271.00	37,800	4 271.00
H3067	4.500	114	33,395.0	3 774.0	—	—	47,196	5 333.00	47,196	5 333.00
H3567	5.000	127	46,632.0	5 269.0	—	—	63,000	7 119.00	63,000	7 119.00
H3667	5.629	143	64,812.0	7 323.0	—	—	88,200	9 966.00	88,200	9 966.00
H4067	6.250	159	88,224.0	9 969.0	—	—	126,000	14 237.00	126,000	14 237.00
H4567	7.000	178	119,700.0	13 525.0	—	—	170,004	19 209.00	170,000	19 209.00

Note: ■ Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM.

A continuación se debe tomar en cuenta las mediciones del acople, por tal motivo, conociendo que el matrimonio irá conectado a un motor y a una bomba se requiere saber las dimensiones del eje del motor a acoplar. Estas medidas se pueden apreciar en el Anexo 2 el mismo que dice que se tendrá un eje de 24mm.

Por lo tanto, de la tabla 4-8 se puede observar que para un torque de diseño de 90 in/libras, un material NBR y un agujero de acople de 24 mm aproximadamente, se tiene un matrimonio de tamaño L090 o AL090.

Por este motivo se puede observar la tabla 4-9 para completar la selección del matrimonio.

⁵⁷ Información tomada del catálogo para unión motor – bomba (matrimonio) de LOVEJOY; Tabla 3; pág. 21; www.lovejoy-inc.com.

Tabla 4-9: Codificación del matrimonio en función del o agujero del matrimonio para acoplamiento del eje⁵⁸

Bore	Keyway	L035	L050	L070	L075	L090	L095	L099	L100	L110	L150	L190	L225	L276
1/8	No Keyway	10124	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3/16	No Keyway	10126	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1/4	No Keyway	10127	10206	10416	10680	10766	—	—	—	—	—	—	—	—
1/4	1/8 x 1/16	—	—	—	35744	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5/16	No Keyway	10128	10207	10417	10681	26209	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	No Keyway	24687	10208	10418	10682	10767	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	3/32 x 3/64	—	46121	41985	37234	37235	—	—	—	—	—	—	—	—
3/8	1/8 x 1/16	—	44136	48829	35745	37236	—	—	—	—	—	—	—	—
7/16	No Keyway	—	10209	10419	10683	10768	11082	31297	11505	—	—	—	—	—
7/16	3/32 x 3/64	—	44713	44007	28089	28877	27613	38198	37237	—	—	—	—	—
7/16	1/8 x 1/16	—	—	44066	28875	28878	28879	38199	37238	—	—	—	—	—
1/2	No Keyway	—	10210	10420	10684	10769	11083	11333	11506	—	—	—	—	—
1/2	1/8 x 1/16	—	10211	10421	10685	26087	26088	11334	26089	—	—	—	—	—
9/16	No Keyway	—	10212	52338	10686	24976	37239	11335	11508	—	—	—	—	—
9/16	1/8 x 1/16	—	10213	10423	10687	28876	11084	38200	11509	—	—	—	—	—
5/8	No Keyway	—	10214	24771	44322	46052	41911	44174	44291	11733	12101	—	—	—
5/8	5/32 x 5/64	—	—	51104	37240	37241	37242	38201	37243	37244	37245	—	—	—
5/8	3/16 x 3/32	—	—	10424	10688	10771	11085	11336	11510	26211	26212	—	—	—
11/16	3/16 x 3/32	—	—	10425	10689	10772	11086	11337	11511	11734	12102	—	—	—
3/4	No Keyway	—	—	46116	56140	54282	56887	49705	45212	—	—	12285	12422	—
3/4	1/8 x 1/16	—	—	51719	35881	37246	37074	38202	37247	37248	37249	37250	—	—
3/4	3/16 x 3/32	—	—	10426	10690	10773	11087	11338	11512	11735	12103	38468	35882	—
13/16	3/16 x 3/32	—	—	—	10691	10774	11088	11339	11513	11736	12104	37252	37255	—
7/8	No Keyway	—	—	—	58941	—	—	59063	—	—	—	—	—	12582
7/8	3/16 x 3/32	—	—	—	10692	10775	11089	11340	11514	11737	12105	12286	12423	12585
7/8	1/4 x 1/8	—	—	—	—	38188	35747	38203	35686	35749	35750	37256	35753	54883
15/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	32332	11090	11341	11515	11738	12160	12287	12424	—
1	1/4 x 1/8	—	—	—	—	31296	11091	11342	11516	11739	12107	12288	12425	12586
1	3/16 x 3/32	—	—	—	—	37257	37258	38204	37259	37260	37261	37262	37263	—
1-1/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	11092	11343	11517	11740	12108	12289	12426	—
1-1/8	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	11093	11344	11518	11741	12109	12290	12427	12587
1-3/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	—	11345	11519	11742	12110	12291	12428	—
1-1/4	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	—	—	11520	11743	12111	12292	12429	12588
1-1/4	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	35748	35752	35751	37294	35754	12589
1-5/16	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	11521	11744	12112	12293	26090	—
1-3/8	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	11522	11745	12113	12294	12430	12590
1-3/8	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	44348	37265	37266	37267	37568	46758
1-7/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11746	12114	12295	12431	12591
1-1/2	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	—	—	37269	37270	37271	37272	—
1-1/2	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11747	12115	12296	12432	12592
1-9/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11748	12116	37273	12433	45689
1-5/8	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	11749	12117	12297	12434	12593
1-11/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12118	12298	12435	60057
1-3/4	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12119	12299	13436	12594
1-3/4	7/16 x 7/32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	37274	37275	37276	48250
1-13/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12120	12300	26091	—
1-7/8	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12121	12301	12437	12595
1-15/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12302	12438	49762
2	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12303	12439	12596
2-1/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12304	26092	—
2-1/8	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12305	12440	12597
2-3/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12441	12598
2-1/4	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12442	12599
2-3/8	5/8 x 5/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12443	12602
2-5/8	5/8 x 5/16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	41809	12605
2-7/8	3/4 x 3/8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12607

De la tabla 4-9 se tiene que para un agujero de 1 pulgada y un chavetero de 1/4 * 1/8"selecciona el matrimonio tipo 31296.

Por consiguiente el matrimonio a seleccionar es el L90-31296, en el mismo que puede verse su dimensionamiento y características de funcionamiento en el anexo 5.

⁵⁸ Información tomada del catálogo para unión motor – bomba (matrimonio) de LOVEJOY; Tabla 5; pág. 23; www.lovejoy-inc.com.

4.2. DISEÑO DE LA MESA

Para el diseño de la mesa que soportará a la máquina de ensayos se posee como dato primordial el peso del aparato cuando el cilindro este lleno de aceite, además de un valor de peso adicional si se colocan demás accesorios sobre la mesa (Tabla 4-10).

Tabla 4-10: Peso que soportara la mesa

Peso de la máquina con el cilindro lleno	400 kg
Peso adicional de seguridad	100 kg
Dimensionamiento total	500 kg

En el propósito de desarrollar la mesa se ha optado por una estructura de perfiles de acero de 500 mm de alto, y 800 x 800 mm de área superior.

Los perfiles seleccionados se muestran en la siguiente tabla 4-11:

Tabla 4-11: Tipos de perfiles que conforman la estructura metálica de la mesa

Perfil	Dimensiones (pulg)	Material
En L	2x2x3/16	Acero A-36
Cuadrado	2x2x3/16	Acero A-36

Estos perfiles se han distribuido de la siguiente manera (Fig.4-5):

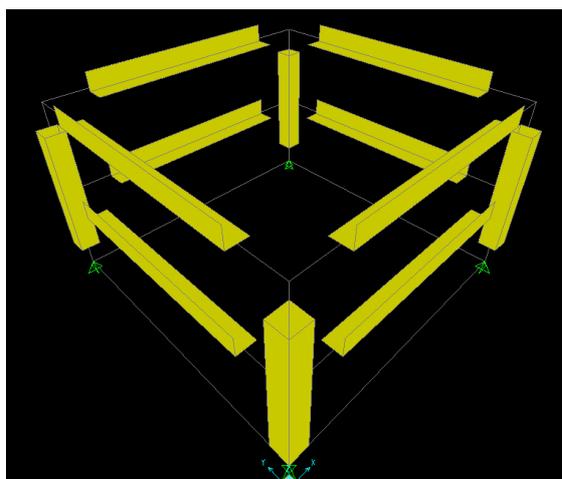


Figura 4-5: Distribución de los perfiles de acero en la estructura metálica de la mesa.⁵⁹

⁵⁹ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

Sobre la superficie superior de la estructura de acero se colocara un tablón cuadrado de madera de eucalipto de 50 mm de espesor y de 800 mm de lado (Fig.4-6), de tal forma que la máquina descansa sobre este. La decisión de usar madera frente a otros materiales se debe sobre todo a economizar el diseño.

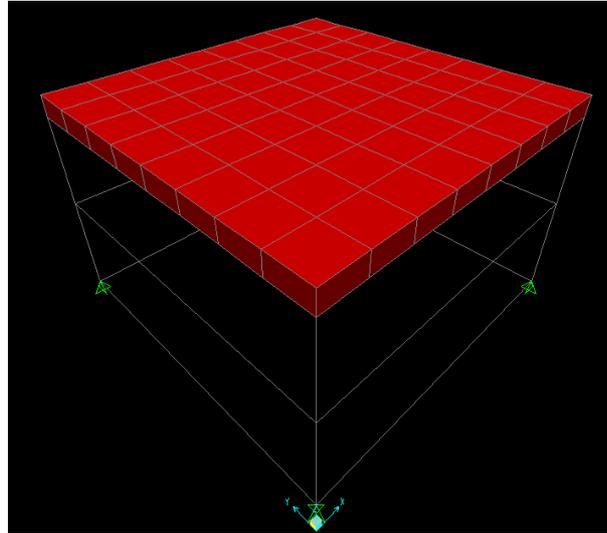


Figura 4-6: Tablón de madera sobre la estructura metálica. ⁶⁰

El análisis de resistencia de la estructura frente a la carga aplicada se realizara usando el programa de análisis estructural SAP 2000v14, como justificación de la viabilidad del diseño.

Para lo cual se considera primeramente que el peso o carga sobre la mesa se transmitirá a esta como una fuerza de carga muerta, ya que la máquina jamás se moverá de su posición, además dicha carga se distribuirá en una sección pequeña en el centro de la mesa, sobre el tablón de madera, la misma que equivale a el área de la base del cilindro hidráulico que es de 52000mm^2 (Fig.4-7).

⁶⁰ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

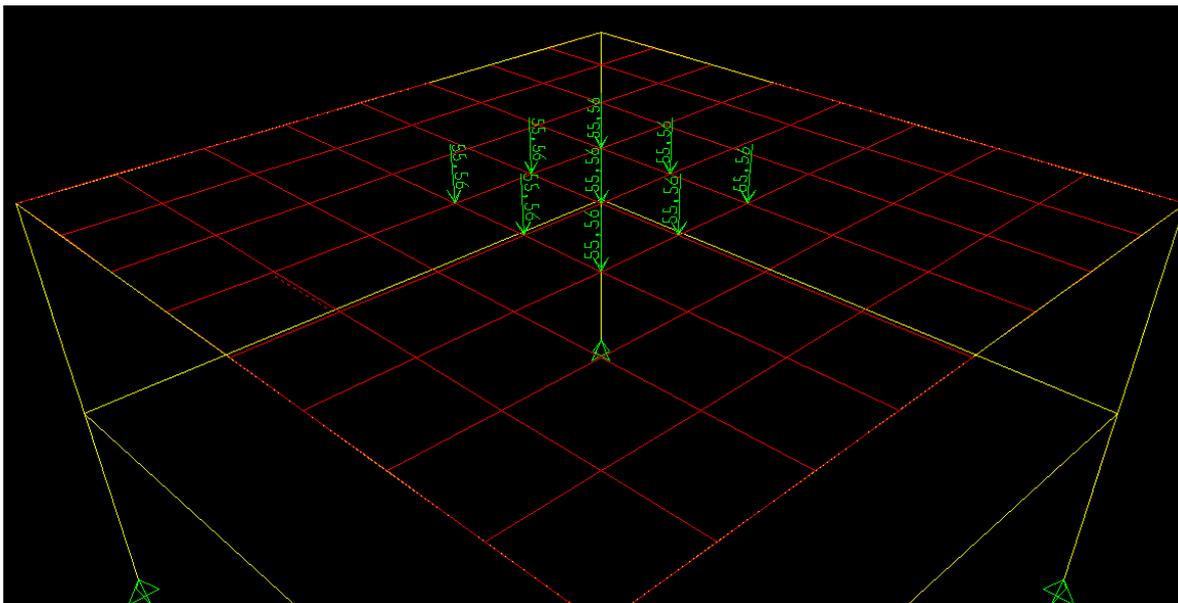


Figura 4-7: Distribución del peso de la máquina en el centro de la mesa⁶¹

4.2.1. DEFORMACIÓN DEL TABLÓN DE MADERA DE LA MESA

El primero de los resultados de la simulación obtenidos gracias al ordenador es la deformación del tablón de madera (Fig.4-8), que se distribuye de forma descendente desde el centro del tablón hacia los extremos, como era lo esperado.

Por tanto se tomará el valor de deformación del centro del tablón como representativo del área de madera por ser el de mayor valor para descartar problemas en el diseño de la estructura por deformación, ya que dicho valor es de apenas 0,43528 mm frente a los 50 mm de espesor del tablón de madera, como se observa en la tabla 4-12.

Tabla 4-12: Máxima deformación en el tablón de madera debido a la carga aplicada

Deformación	Valor (mm)
Deformación máxima	0,43528

⁶¹ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

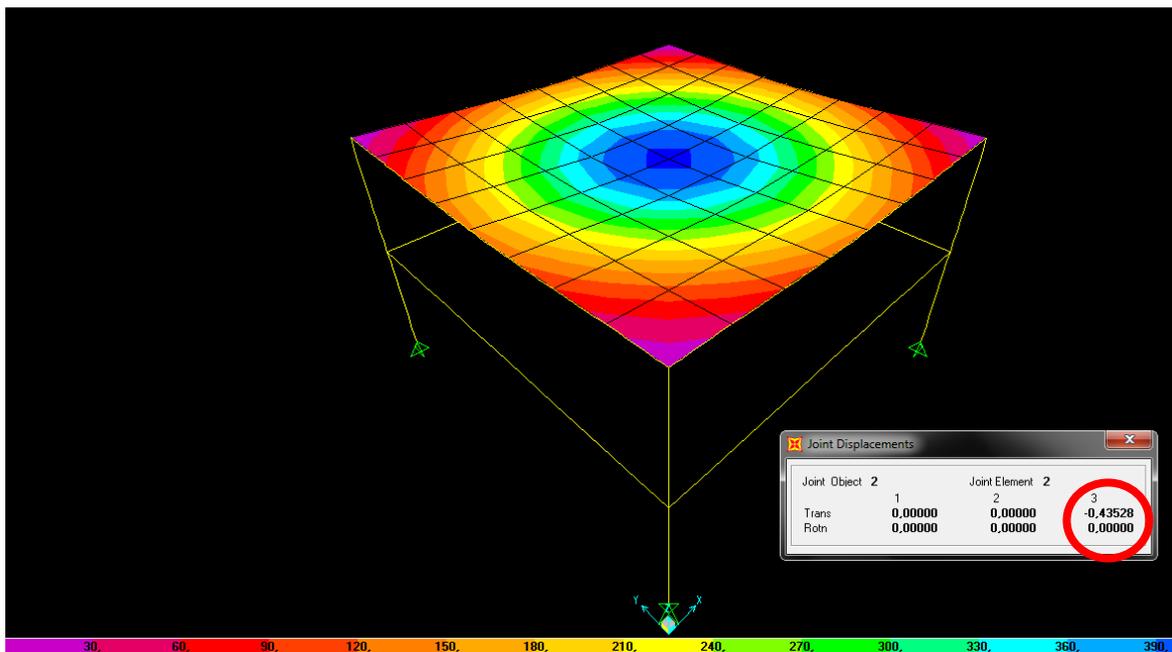


Figura 4-8: Distribución de la deformación en el tablón de madera de la mesa ⁶²

4.2.2. REACCIONES EN LAS PATAS DE LA MESA

Las reacciones en las bases de las patas de la estructura son equivalentes en las cuatro y se detallan a continuación en la figura 4-9 y la respectiva tabla de resultados 4-13:

Tabla 4-13: Reacciones en las tres dimensiones de las patas de la mesa

En x (sobre el piso)	En y (sobre el piso)	En z (perpendicular al piso)
5,234 kgf	5,234 kgf	142,009 kgf

⁶² Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

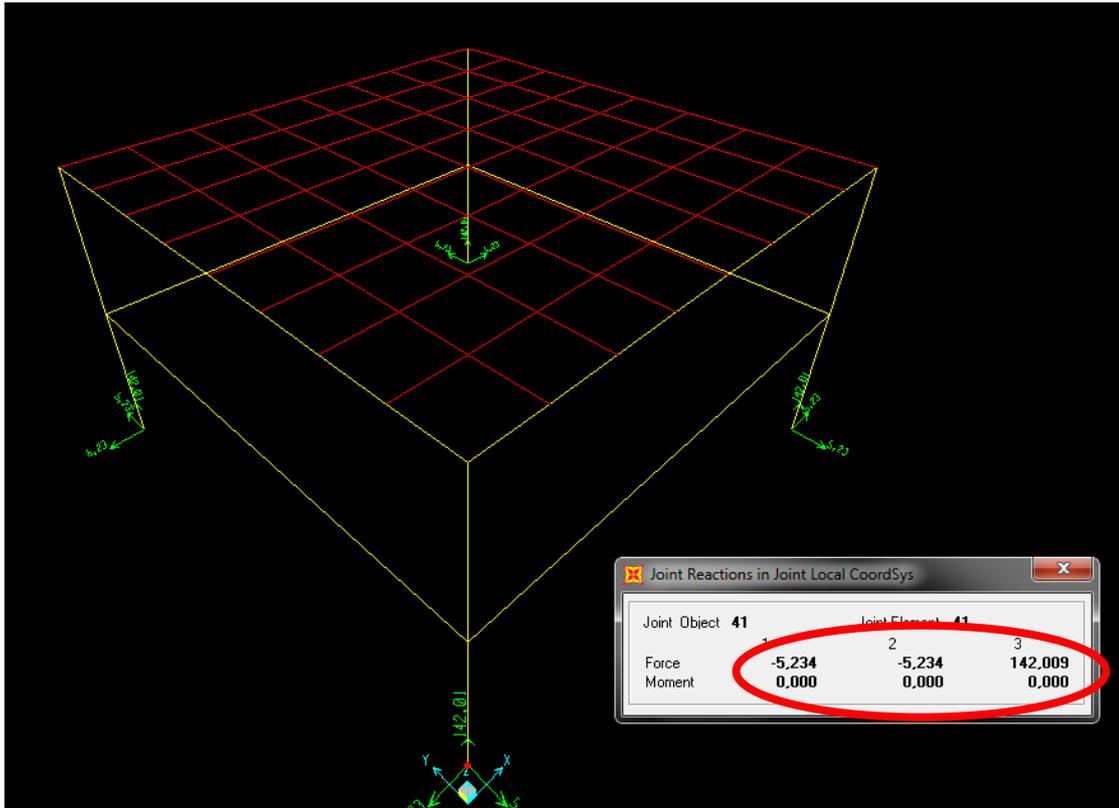


Figura 4-9: Reacciones de fuerza en las patas de la mesa⁶³

Por tanto el empotramiento de la máquina es opcional, ya que las reacciones sobre el piso son pequeñas frente a la fuerza que la máquina ejerce perpendicularmente sobre el piso.

4.2.3. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS EN EL TABLÓN DE MADERA

Los mayores esfuerzos que se ejercen sobre el tablón de madera de la mesa se dan tanto en el centro de este (Fig.4-10), como en los extremos donde el tablón se junta con las patas de la estructura (Fig.4-11).

⁶³ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

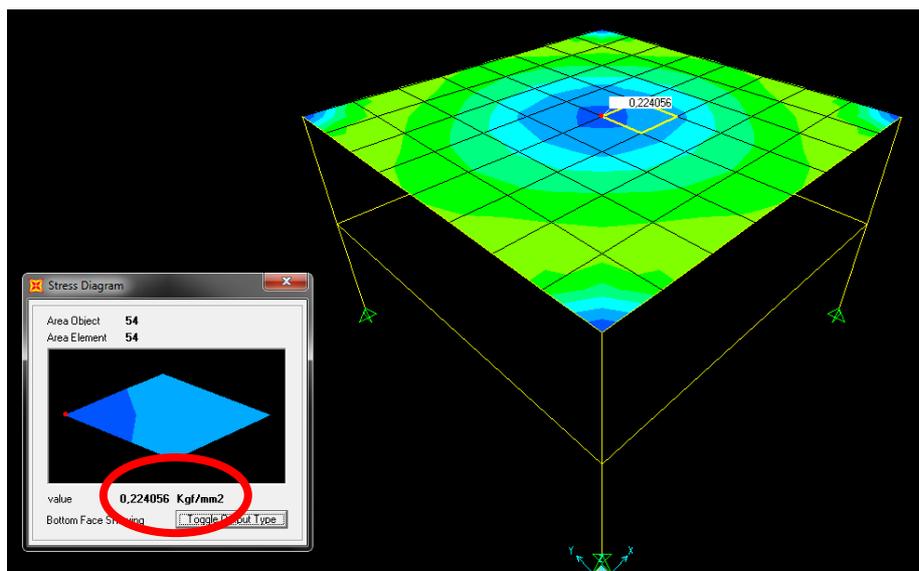


Figura 4-10: Máximo esfuerzo en el centro de la mesa⁶⁴

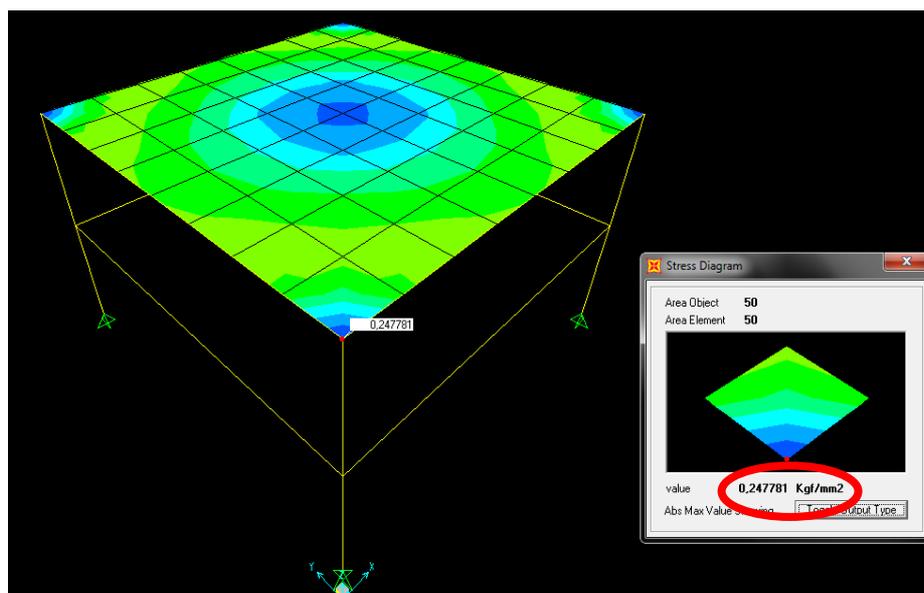


Figura 4-11: Máximo esfuerzo en los extremos de la mesa⁶⁵

Estos valores se resumen en la tabla 4-14.

Tabla 4-14: Mayores esfuerzos en el tablón de madera de la mesa obtenidos por simulación

Localización del esfuerzo	Valor (kgf/mm ²)
Centro (Esfuerzo a flexión)	0,224056
Extremo (Esfuerzo a compresión)	0,247781

⁶⁴ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

⁶⁵ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

Al comparar los valores de los esfuerzo obtenidos mediante simulación con los valores de tabla para las propiedades mecánicas de la madera de eucalipto (Tabla 4-15), se tiene que para flexión esta madera puede soportar cargas de hasta 5 kgf/mm² mientras que para compresión 0,8 Kgf/mm², los valores obtenidos por simulación son de 0,22 Kgf/mm² para flexión y 0,24 Kgf/mm² para compresión, con lo que se puede concluir que los valores de esfuerzo que la carga determina sobre el tablón de madera no precisan problema para el equilibrio de la estructura.

Tabla 4-15: Resistencia mecánica de la madera de eucalipto⁶⁶

CONDICIÓN	FLEXIÓN ESTÁTICA			COMPRESIÓN				
				PARALELA			PERPENDICULAR	
	ELP (Kg/cm ²)	MOR (Kg/cm ²)	MOEx10 ³ (Kg/cm ²)	ELP (Kg/cm ²)	MOR (Kg/cm ²)	MOEx10 ³ (Kg/cm ²)	ELP (Kg/cm ²)	MOR (Kg/cm ²)
VERDE + 30%	383	702	104	232	288	-----	58	-----
SECO AL AIRE 12 %	509	1068	138	337	470	-----	80	-----

4.2.4. RELACIÓN DE CARGAS DE LOS PERFILES USADOS EN LA MESA

Por último para determinar la condición de equilibrio de la estructura se analizará la relación de cargas o índice de demanda contra capacidad de los diferentes perfiles utilizados.

El perfil en L de la base superior de la mesa determina una relación de carga de 0,193 (Fig.4-12).

⁶⁶ <http://www.unalmed.edu.co/~lpforest/PDF/Eucalipto.pdf>

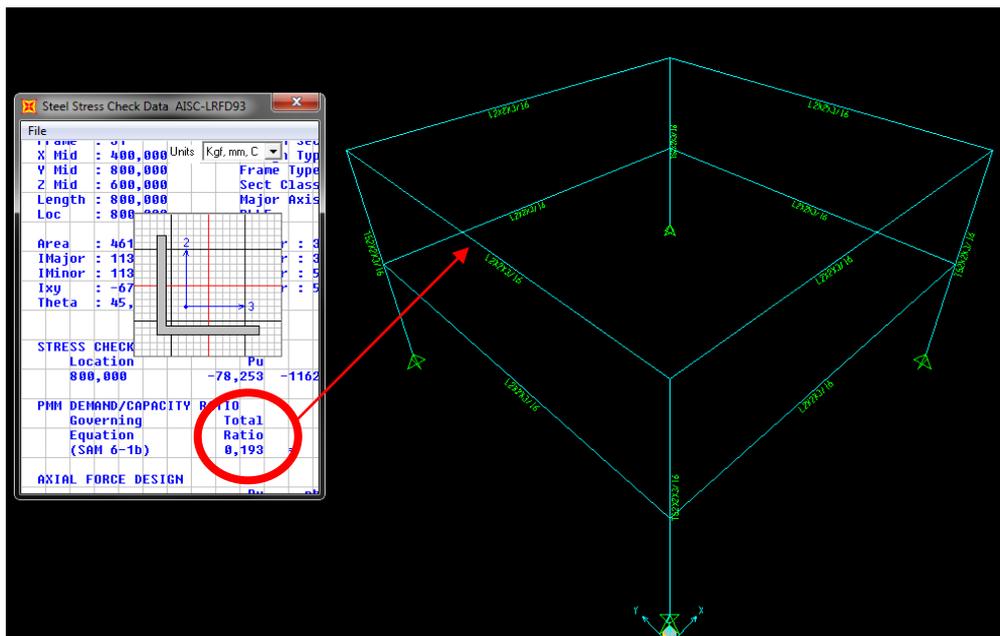


Figura 4-12: Simulación de la relación de carga para el perfil en L de la base superior de la mesa⁶⁷

El perfil en L de la base media de la mesa determina una relación de carga de 0,012 (Fig.4-13).

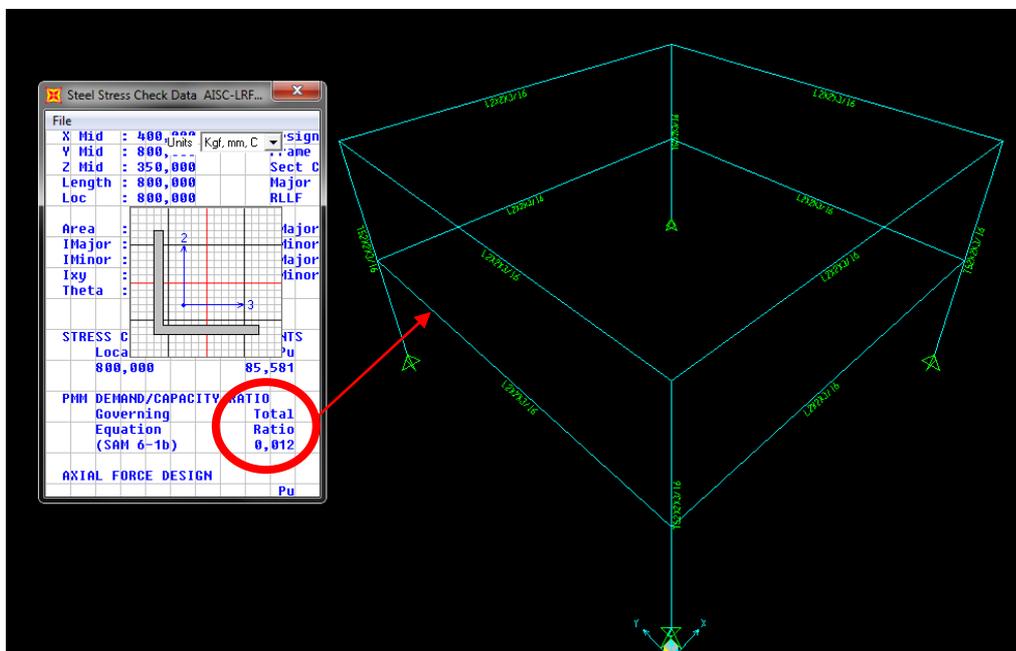


Figura 4-13: Simulación de la relación de carga para el perfil en L de la base media de la mesa⁶⁸

⁶⁷ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

El perfil cuadrado de las patas de la mesa determina una relación de carga de 0,116 (Fig.4-14).

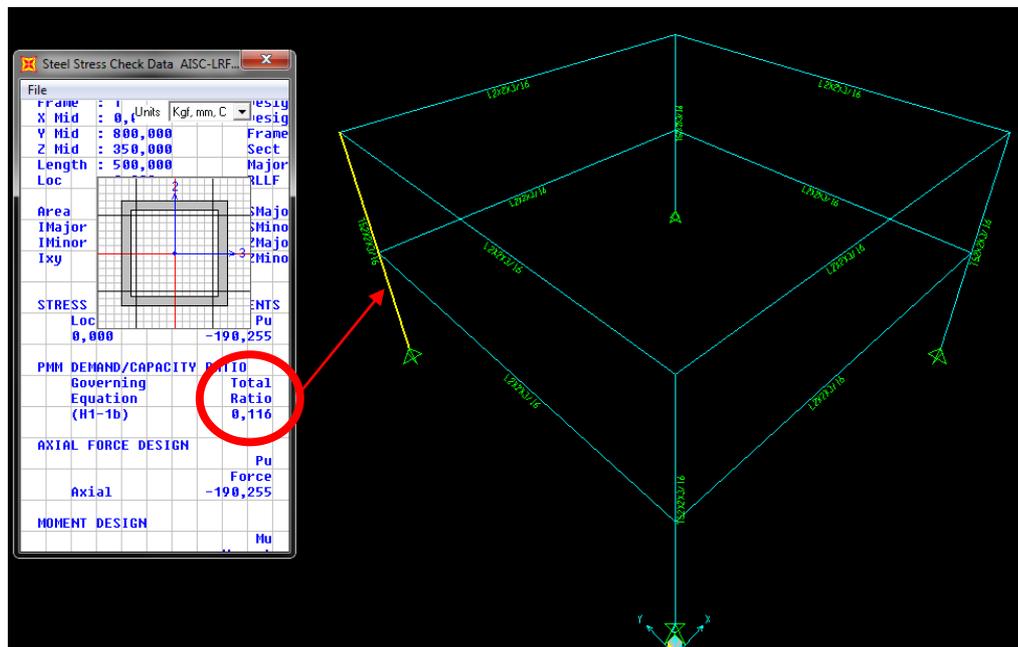


Figura 4-14: Simulación de la relación de la carga para el perfil cuadrado de las patas de la mesa ⁶⁹

En la tabla 4-16 se resumen los valores obtenidos:

Tabla 4-16: Índice demanda – capacidad para los perfiles usados en la mesa

Perfil	Índice demanda – capacidad
En L de la base superior	0,193
En L de la base media	0,012
Cuadrado de las patas	0,116

Tomando en cuenta que para que un índice sea crítico debe ser igual o próximo a uno, y que el índice mayor resultante es el del perfil en L de la base superior que es de 0,193, muy lejano a uno, se puede concluir que los perfiles de la estructura no fallan.

4.2.5. CALCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD

Para el cálculo de los factores de seguridad tanto para los perfiles en L como los cuadrados se debe tomar en cuenta que estos son de acero estructural A-36, cuya esfuerzo de fluencia es de 36 ksi que es igual a $2,53 \times 10^7 \text{ kg/m}^2$.

⁶⁸ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

⁶⁹ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

La relación para obtener el factor de seguridad es:

$$n = \frac{sy \left[\frac{kg}{m^2} \right]}{\sigma xmax \left[\frac{kg}{m^2} \right]} \quad (Ec. 4.17)$$

Donde:

Sy: esfuerzo de fluencia

$\sigma xmax$: Esfuerzo máximo de flexión

4.2.5.1. Cálculo del factor de seguridad para las vigas en L

Para este propósito es necesario calcular el esfuerzo máximo de flexión en la viga, que está dado mediante la siguiente relación:

$$\sigma xmax = \frac{Mmax[kg-m]*C[m]}{Ix[m^4]} \quad (Ec. 4.18)$$

Donde:

Mmax: Momento máximo

C: Distancia entre el eje neutro

Ix: Momento polar de inercia

Para obtener el momento máximo se recurre a la simulación en el programa SAP y se puede apreciar el resultado en la figura 4-15.

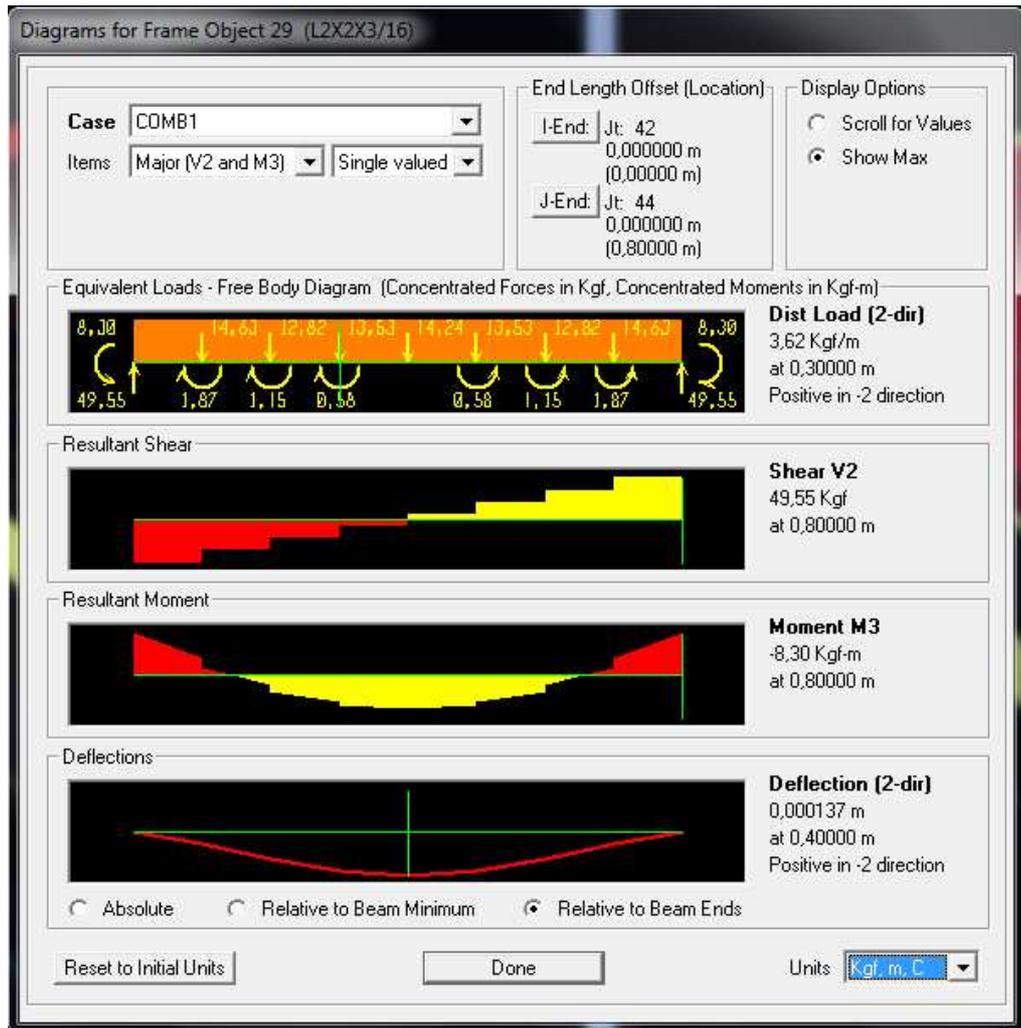


Figura 4-15: Simulación del momento máximo para el perfil en L⁷⁰

Por tanto:

$$\sigma_{xmax} = \frac{8,3[kg - m] * 0,0151[m]}{1,13 \times 10^{-7}[m^4]} \quad 71$$

$$\sigma_{xmax} = 1,11 \times 10^6 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$$

⁷⁰ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

⁷¹ Datos de Inercia y distancia eje neutro tomados de: BEER, F.; (2007); "Mecánica de Materiales"; Ed. Mc Graw Hill; IV Edición; México; Apéndice C, pág. 759.

Entonces:

$$n = \frac{2,57 \times 10^7 \left[\frac{kg}{m^2} \right]}{1,11 \times 10^6 \left[\frac{kg}{m^2} \right]}$$

$$n = 23,2$$

4.2.5.2. Cálculo del factor de seguridad para las vigas cuadradas

Para este propósito es necesario calcular el esfuerzo máximo de flexión en la viga, que está dado mediante la siguiente relación:

$$\sigma_{xmax} = \frac{F[kg] + W[kg]}{A[m^2]} + \frac{Mmax[kg-m] * C[m]}{Ixx[m^4]} \quad (Ec. 4.19)$$

Donde:

W: Peso de la viga

A: Área

Ixx: Momento polar de inercia

Para obtener el momento máximo y la fuerza axial sobre la viga se recurre a la simulación en el programa SAP, se aprecia el resultado en las figuras 4-16 y 4-17.

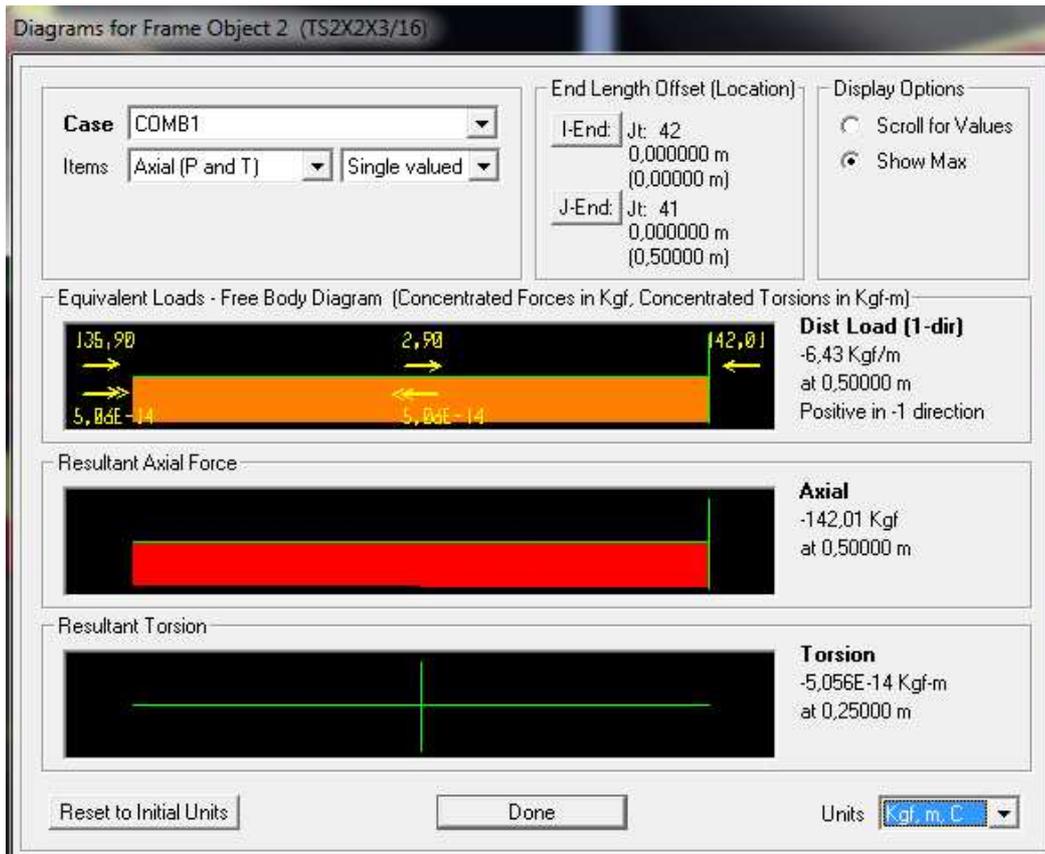


Figura 4-16: Simulación de la fuerza axial en la viga cuadrada⁷²

⁷² Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

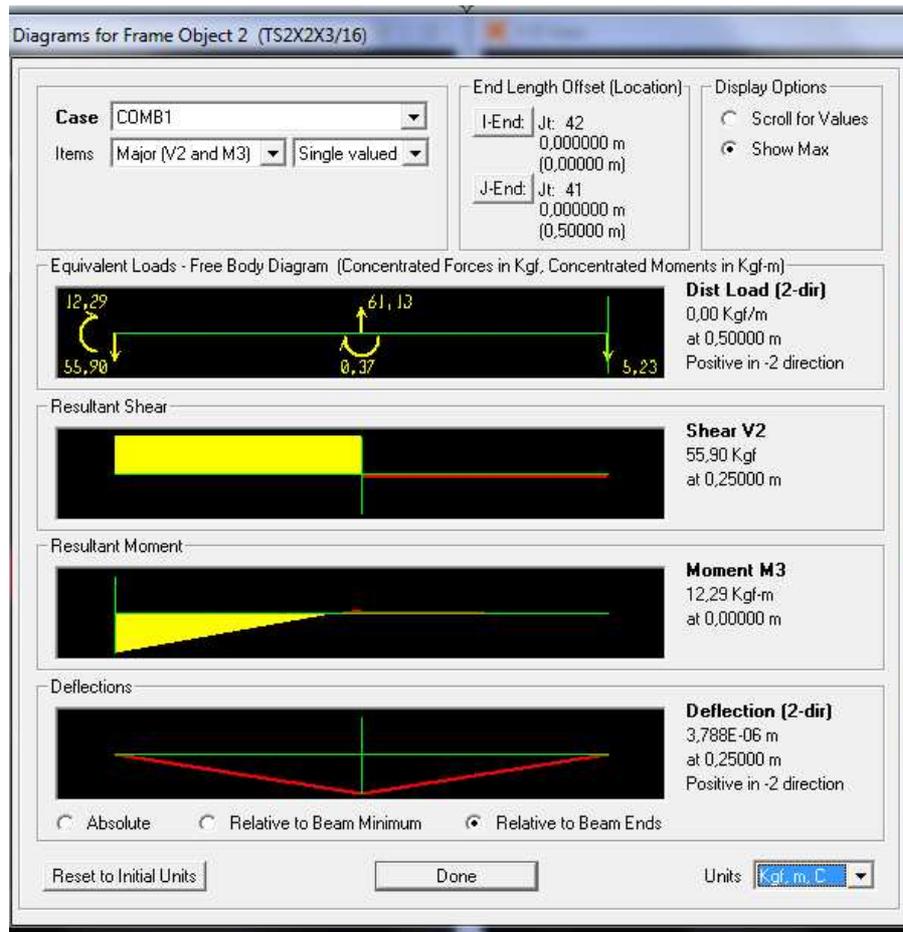


Figura 4-17: Simulación del momento máximo en el perfil en L⁷³

Por tanto:

$$\sigma_{xmax} = \frac{142[kg] + 2,12[kg]}{5,41 \times 10^{-4}[m^2]} + \frac{12,29[kg \cdot m] * 0,0184[m]}{2,78 \times 10^{-7}[m^4]} \quad 74$$

$$\sigma_{xmax} = 1,08 \times 10^6$$

Entonces:

$$n = \frac{2,57 \times 10^7 \left[\frac{kg}{m^2} \right]}{1,4 \times 10^6 \left[\frac{kg}{m^2} \right]}$$

$$n = 23,8$$

⁷³ Tomado de la simulación para el análisis estructural de la mesa en el programa SAP 2000v14

⁷⁴ Datos de Inercia, área y peso tomados de: BEER, F.; (2007); "Mecánica de Materiales"; Ed. Mc Graw Hill; IV Edición; México; Apéndice C, pág. 759.

CAPÍTULO V

5. MONTAJE DEL SISTEMA Y PROTOCOLO DE PRUEBAS

5.1. MONTAJE DEL SISTEMA

5.1.1. INTRODUCCIÓN

El montaje adecuado de todas las partes del sistema debidamente seleccionadas es de vital importancia, ya que de este depende el correcto funcionamiento del sistema diseñado. Por tal motivo se ha decidido describir en esta parte el montaje de todas las partes del sistema seleccionado y ensamblado.

5.1.2. CARACTERÍSTICAS FINALES DEL NUEVO SISTEMA HIDRÁULICO

Una vez que se ha realizado un cálculo adecuado para la selección de cada una de las partes del nuevo sistema, se ha desarrollado una tabla (tabla 5-1) en la que existan todas las partes con sus debidas especificaciones técnicas que se ensamblarán.

Tabla 5-1: Elementos seleccionados para el nuevo sistema

Elemento	Características o especificaciones
Presión del sistema	2000 PSI
Carga a aplicarse	30 Toneladas
Caudal del sistema	1.2 GPM
Pistón de doble efecto	Diámetro del pistón: 7 pulg. (177,8 mm) Carrera: 200 mm Espacio disponible: 280mm Diámetro del vástago: 110mm (La más próxima en pulgadas) Tipo de acople o montaje: Brida trasera Rosca interna de sujeción en el vástago: 5/8 pulg * 30 mm de profundidad
Bomba de engranes	Caudal: 1,2 GPM Caballaje: 2 HP RPM: 1750 rpm
Motor trifásico	Caballaje del motor: 2 HP RPM: 1750 rpm

	Voltaje: 220 V Amperaje: 8,5 A Tipo de corriente: AC Tipo de arranque: Con la presencia de arrancador magnético.
Válvula de alivio	Presión de trabajo: 2000 psi
Válvula reguladora de flujo	Presión de trabajo: 2000 psi Variación de flujo: 1,2 – 0,1 GPM
Válvula de control direccional 4 vías – 3 posiciones	Tipo: Tándem Tipo de accionamiento: Manual con enclavamiento Presión de trabajo: 2000 psi
Unión Motor – Bomba (Matrimonio)	Especificaciones según catálogo: L90-31296 Marca: LoveJoy
Manguera de succión	Diámetro interno de la manguera: ½ pulg. Tipo de manguera: SAE 100R1 AT Presión de trabajo (según catálogo): 2320 psi Longitud: 3 m
Manguera de presión y descarga al depósito	Diámetro interno de la manguera: 5/16 pulg. Tipo de manguera: SAE 100R1 AT Presión de trabajo (según catálogo): 3100 psi Longitud: 3 m
Tanque de almacenamiento del fluido de trabajo y filtros de succión y descarga	Tanque atmosférico cerrado Volumen: 5 Galones (≈ 20 litros)
Manómetro	Presión de trabajo: 2000 PSI
Aceite hidráulico ISO 32	-----
Filtros: de succión interno y de descarga	Caudal: 1.2 GPM Toma: ½”

Cabe notar que con los datos de la tabla 5-1 se puede adquirir cada uno de los accesorios que se necesitan para el ensamble de todo el sistema.

A continuación se presentan las siguientes fotografías, las cuales muestran de alguna manera el sistema y el cilindro elaborados y preparados para su ensamble final (pre ensamble).



Figura 5-1: Unidad hidráulica pre-ensamblada 1



Figura 5-2: Unidad hidráulica pre-ensamblada 2

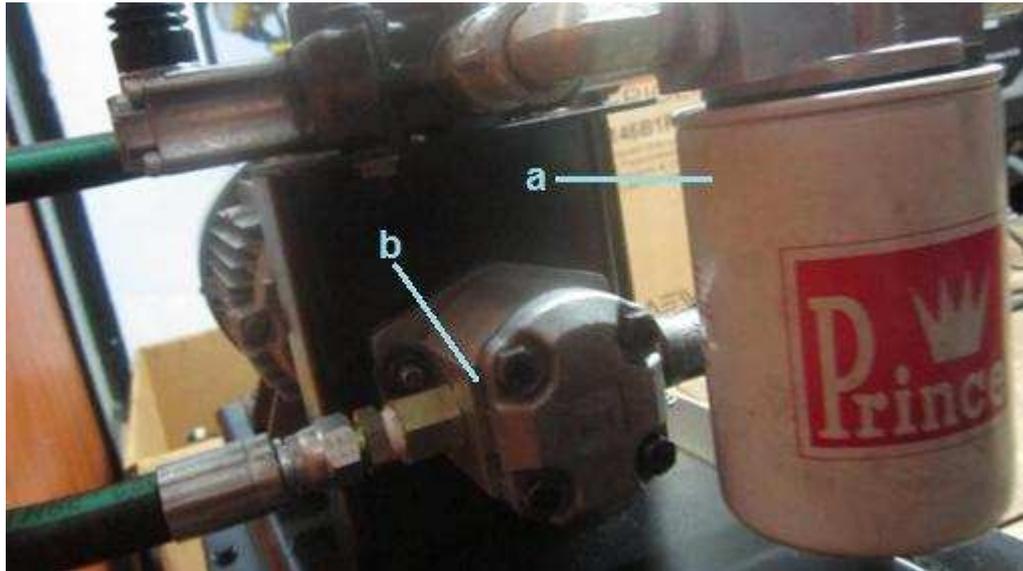


Figura 5-3: Pre-ensamble; a) filtro hidráulico de retorno o descarga; b) Bomba de engranes

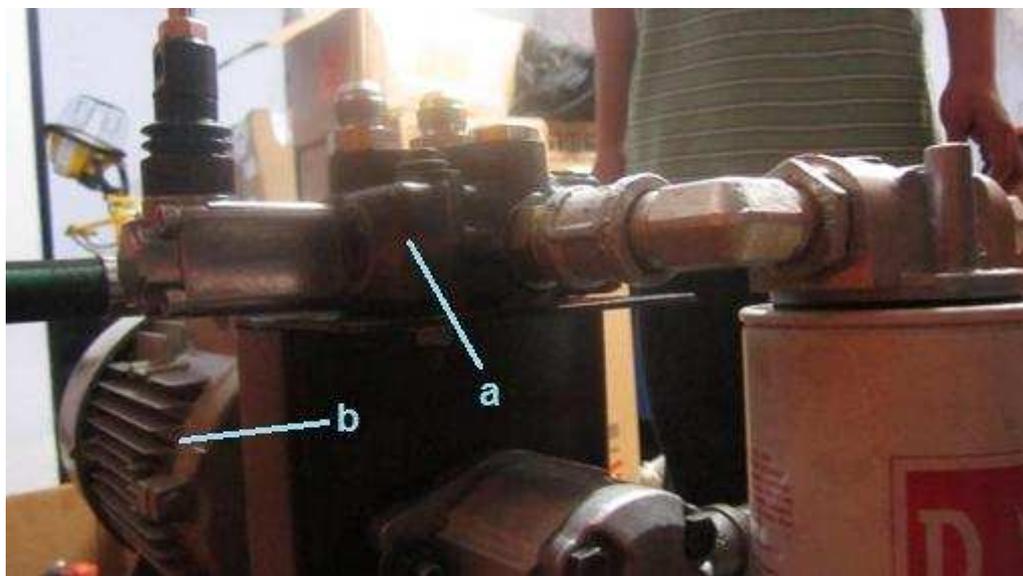


Figura 5-4: Pre-ensamble; a) Válvula de control direccional y de alivio; b) Motor eléctrico

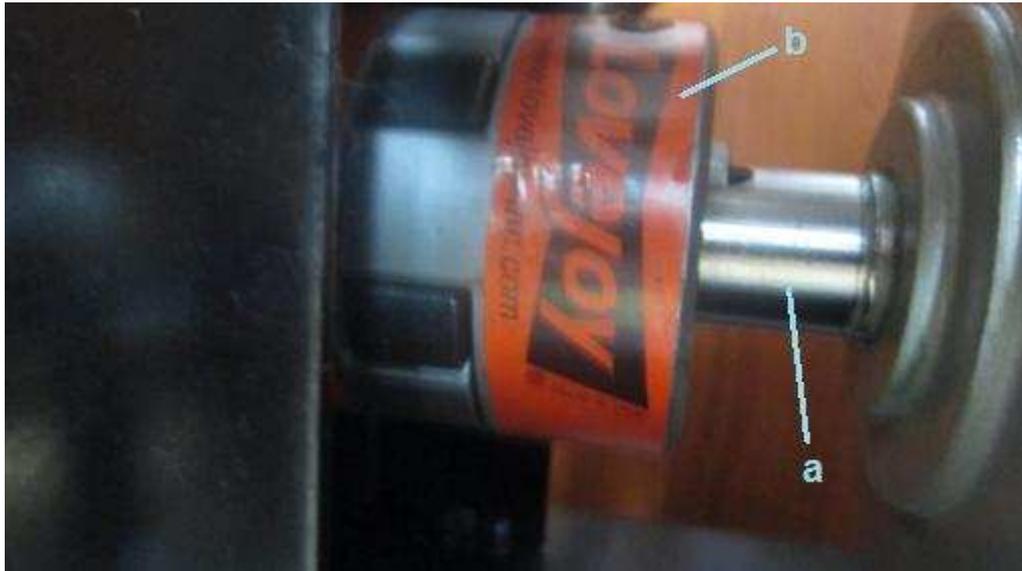


Figura 5-5: Pre-ensamble; a) Eje del motor eléctrico; b) Unión motor-bomba (marimonio)



Figura 5-6: Ensamble del cilindro con las placas; a) Placa base; b) Cilindro de doble efecto; c) Placa acople; d) Eje de acople; e) Placa soporte



Figura 5-7: Montaje del cilindro hidráulico de doble efecto

Una vez realizado el pre ensamble se procedió a ensamblar todo el sistema en el Laboratorio de Soldadura de la Escuela Politécnica Nacional, que es en donde se encuentra la nueva máquina.



Figura 5-8: Máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas y su sistema hidráulico (ensamble final) 1



Figura 5-9: Sistema hidráulico 1 (ensamble final)

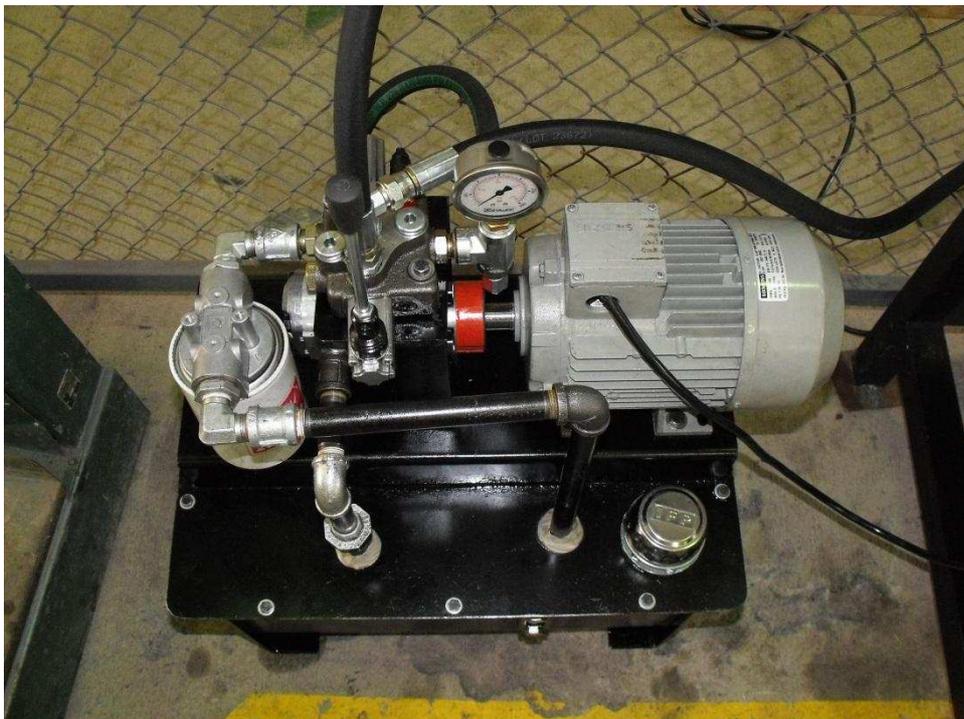


Figura 5-10: Sistema hidráulico 2 (ensamble final)



Figura 5-11: Máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas y su sistema hidráulico (ensamble final) 2



Figura 5-12: Máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas y su sistema hidráulico (ensamble final) 3



Figura 5-13: a) Cilindro hidráulico de doble efecto; b) Válvula estranguladora (reguladora de caudal)



Figura 5-14: Máquina de ensayos destructivos en juntas soldadas y su sistema hidráulico (ensamble final) 4

5.2. PROTOCOLO DE PRUEBAS

La realización de pruebas es un procedimiento de mucha importancia ya que de esta manera se puede comprobar y justificar el debido funcionamiento de la máquina y sistema construido.

El protocolo de pruebas es realizado con el fin de controlar y verificar los siguientes aspectos:

- Operatividad de las partes utilizadas en el nuevo sistema
- Capacidad de los diferentes ensayos
- Funcionamiento de todo el sistema y otros accesorios diseñados
- Rango de trabajo durante un ensayo

Pruebas realizadas en la máquina

Las pruebas de tracción y doblado fueron realizadas en probetas de acero API 5L X 60 con las siguientes medidas (Fig. 5-15):

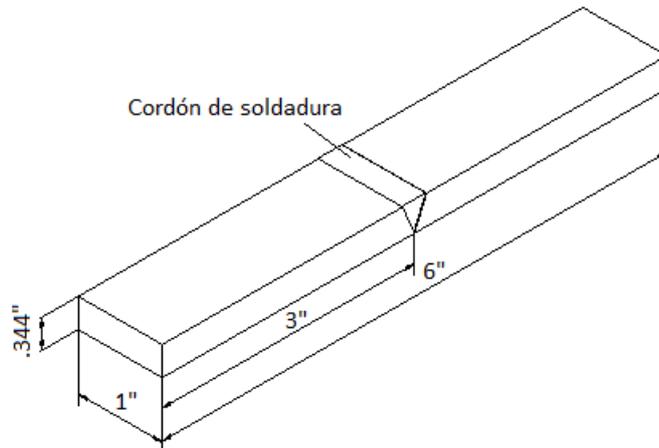


Figura 5-15: Medidas de las probetas utilizadas para los ensayos de tracción y doblado

Se decidió trabajar con estas probetas ya que generalmente el Laboratorio de Soldadura de la Escuela Politécnica Nacional realiza trabajos para empresas particulares con este tipo de probetas. Tal es el caso que las pruebas fueron realizadas con probetas de la empresa SOLMAQUITRANS, ya que en ese entonces existió un contrato de trabajo entre la Escuela Politécnica Nacional y dicha empresa.

A continuación se presentan algunas figuras y fotografías, las cuales fueron captadas durante los ensayos realizados:



Figura 5-16: Ensayo de doblado en la máquina toma lejana



Figura 5-17: Ensayo de doblado en la máquina toma cercana



Figura 5-18: Ensayo 1 de tracción en la máquina



Figura 5-19: Ensayo 2 de tracción en la máquina



Figura 5-20: Probetas dobladas en la máquina



Figura 5-21: Probeta rota debido al ensayo de tracción realizado en la máquina

A continuación se representarán los datos que se pudieron apreciar durante los diferentes ensayos (Tabla 5-2).

Tabla 5-2: Datos obtenidos de las presiones obtenidas en los ensayos de tracción y doblado

Tipo de ensayo	Medidas de la probeta en su sección transversal (in)	Presión requerida (psi)
Tracción	1 x 0.344	850
Tracción	1 x 0.344	800
Doblado	1 x 0.344	65
Doblado	1 x 0.344	60

Tomando como criterio de que el sistema está diseñado para 2000 psi y comparando con los datos de presiones obtenidos de la tabla 5-2 se puede ver que la capacidad de la máquina es mucho mayor a los ensayos que generalmente se van a realizar. Además de esto, durante los ensayos de tracción y doblado no se presentó ningún tipo de problema e inconveniencia. Por esta razón se considera un óptimo resultado de todo el mecanismo diseñado, modificado y construido.

5.3. OBTENCIÓN DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA PARA CUALQUIER ACERO QUE PUEDA SER ENSAYADO SEGÚN DATOS EXPERIMENTALES U OBTENIDOS

5.3.1. FÓRMULA DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA

Para la obtención de esta fórmula o relación se deberá partir de la ecuación 4.5, de la cual, despejando el valor de la fuerza total F_t se tiene:

$$F_t = P_{máxp} * A_{pi} \quad (Ec. 5.1)$$

A continuación se puede observar la ecuación 4.3, la cual involucra a las fuerzas a vencer para realizar el ensayo

$$F_t = F_p + F_{máq}$$

Este valor se reemplazará en la ecuación 5.1 para obtener lo siguiente:

$$F_p + F_{máq} = P_{máxp} * A_{pi}$$

Despejando el valor de la fuerza máxima en la probeta F_p se llega a la siguiente ecuación:

$$F_p = (P_{máxp} * A_{pi}) - F_{máq} \quad (Ec. 5.2)$$

De la ecuación 4.2 se reemplazará el valor de la fuerza máxima en la probeta F_p en la ecuación 5.2

$$\sigma_{ut} * A = (P_{máxp} * A_{pi}) - F_{máq}$$

A continuación se despejará el valor del esfuerzo último σ_{ut}

$$\sigma_{ut} = \frac{(P_{máxp} * A_{pi}) - F_{máq}}{A}$$

Reemplazando el valor del área de la probeta A (Ec. 4.1)

$$\sigma_{ut} = \frac{(P_{máxp} * A_{pi}) - F_{máq}}{\text{Espesor} * \text{Ancho}}$$

Cabe notar que $P_{máxp}$ es la presión máxima del sistema, por ello a esta variable se le asignará con otra nomenclatura ya que lo que se tiene en los ensayos es la presión requerida o presión que marca el manómetro al momento de realizar el ensayo de tracción o doblado (tabla 5-2)

$$\sigma_{ut} = \frac{(P_{máx} * A_{pi}) - F_{máq}}{\text{Espesor} * \text{Ancho}} \quad (Ec. 5.3)$$

Donde:

$P_{máx}$ = Presión requerida para doblar o romper a la probeta en tracción (Pa = N/m²)

A_{pi} = Área del pistón (0.024828 m²)

$F_{máq}$ = Peso de la máquina que se levanta durante el ensayo (607.6 N)

Espesor = Medida del espesor de la probeta a ser ensayada (mm)

Ancho = Medida del ancho de la probeta a ser ensayada (mm)

Reemplazando el valor de las constantes se tiene la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ut}(MPa) = \frac{(P_{m\acute{a}x} * 0.02483 m^2) - 607.6 N}{Espesor * Ancho} \quad (Ec. 5.4)$$

La ecuación 5.4 puede ser utilizada para obtener el valor del esfuerzo último del material ensayado.

5.3.2. CÁLCULO DEL ESFUERZO ÚLTIMO EN LAS PROBETAS ENSAYADAS

Para obtener el valor del esfuerzo último se deben tomar en cuenta los valores obtenidos de la tabla 5-2 los cuales han sido tomados como promedios de la siguiente manera para el ensayo de tracción:

- Presión requerida en tracción = 825 Psi \approx 5688175 Pa
- Espesor = 1 in \approx 25.4 mm
- Ancho = 0.344 \approx 8.7376 mm

Tomando en cuenta este valor y reemplazándolos en la ecuación 5.4 se encontrará el esfuerzo último

$$\sigma_{ut}(MPa) = \frac{\left(5688175 \frac{N}{m^2} * 0.02483 m^2\right) - 607.6 N}{25.4 mm * 8.7376 mm}$$

$$\sigma_{ut} = 633.65 MPa$$

El valor del esfuerzo último obtenido (633.65 MPa) es el correcto, ya que comparando con el valor real del acero API 5Lx60 se tiene que su $\sigma_{ut} = 629 MPa$ ⁷⁵, por lo tanto se considera eficiente la utilización de la ecuación 5.4.

⁷⁵ http://www.scielo.cl/scielo.php?pid=S0718-07642011000600014&script=sci_arttext; tabla 3.

CAPÍTULO VI

6. MANUAL DE USO

6.1. REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS DE DOBLADO Y TRACCIÓN:

Antes de describir los pasos para la realización de cada ensayo se debe identificar las cámaras o espacios dentro de la máquina donde se realizará cada ensayo como se muestra en la siguiente figura 6-1:



Figura 6-1: Áreas o cámaras de ensayo de la máquina

6.1.1. PASOS PARA LA MANIPULACIÓN DE LA MÁQUINA EN ENSAYO DE DOBLADO:

1. Conectar el enchufe trifásico de la máquina a la red eléctrica pública de 220V AC.
2. Revisar el nivel de aceite en la mirilla del tanque reservorio de aceite, este nivel debe superar la señal roja (Fig. 6-2).



Figura 6-2: Mirilla del tanque reservorio

3. Colocar el jig de doblado hembra sobre el centro del disco inferior de la cámara de doblado de la máquina de ensayos de la forma como se muestra en la figura 6-3:



Figura 6-3: Jig de doblado hembra sobre la máquina de ensayos

4. Encender la máquina apretando el botón verde de encendido del arrancador (Fig. 6-4), al realizar esta acción el motor y bomba se accionarán, pero el pistón del cilindro aún no comenzará a moverse .



Figura 6-4: Botón verde de encendido del arrancador

5. Colocar la probeta de doblado a ensayarse sobre el jig hembra, y el jig de doblado macho sobre el centro de la cara inferior del disco superior de la cámara de doblado de la máquina (Fig. 6-5).



Figura 6-5: Montaje de los jig de doblado y probeta para el ensayo de doblado

Importante: Se deben alinear perfectamente los dos jig de doblado con la probeta a ensayar (Fig. 6-6) para que el doblado no de desvíe y se dañe la probeta.



Figura 6-6: Alineamiento de los jig de doblado y la probeta

6. Accionar el avance del pistón del cilindro hacia arriba, para iniciar el doblado, para esto se debe mover la palanca de la válvula de distribución de flujo hacia atrás, a la posición 2 (Fig. 6-7).



Figura 6-7: Palanca de mando en posición 2 para el avance del pistón

7. El proceso de doblado tarda alrededor de 30 segundos (Fig. 6-8), una vez que la probeta este totalmente doblada el pistón del cilindro se detendrá automáticamente cuando la presión se eleve a los 2000 psi, ya que la válvula de alivio o seguridad esta calibrada para esta presión y se abre para retornar el aceite al tanque reservorio.



Figura 6-8: Culminación del ensayo de doblado

Importante: Cuando la máquina haya culminado el trabajo de doblado, la presión subirá a la presión máxima de 2000 psi (observar el manómetro, Fig. 6-9), por lo que el sonido del motor será diferente, un poco más severo, pero no es motivo de preocupación ya que el diseño está realizado para soportar esta presión.



Figura 6-9: Posición del manómetro cuando culmina la carrera del pistón

8. Una vez doblada la probeta, colocar la palanca de la válvula de distribución de flujo en el medio, a la posición 1 (Fig. 6-10), esta posición es la de descanso o la de partida, en donde el pistón del cilindro no se mueve en ningún sentido.



Figura 6-10: Posición de la palanca de mando en descanso o posición 1

9. Para liberar a la probeta de los jig de doblado hay que regresar la carrera del cilindro, para esto se debe colocar la palanca de la válvula de distribución de flujo hacia adelante, a la posición 3 (Fig. 6-11), con lo cual el pistón del cilindro comienza a retroceder a su posición original y se puede iniciar un nuevo ensayo.



Figura 6-11: Palanca de mando en posición 3 para el regreso del pistón

10. Una vez que se haya terminado de realizar todos los ensayos de doblado se debe presionar el botón rojo del arrancador para apagar la máquina (Fig. 6-12), previamente se debe haber llevado al pistón del cilindro a su posición inicial y colocado la palanca de la válvula de distribución de flujo al centro, posición 1.



Figura 6-12: Botón rojo de apagado del arrancador

6.1.2. PASOS PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA EN ENSAYO DE TRACCIÓN:

1. Conectar el enchufe trifásico de la máquina a la red eléctrica pública de 220V AC.
2. Revisar el nivel de aceite en la mirilla del tanque reservorio de aceite, este nivel debe superar la señal roja (Fig. 6-13).



Figura 6-13: Mirilla del tanque reservorio

3. Encender la máquina apretando el botón verde de encendido del arrancador (Fig. 6-14), al realizar esta acción el motor y bomba se accionarán, pero el pistón del cilindro aún no comenzará a moverse.



Figura 6-14: Botón verde de encendido del arrancador

4. Ajustar la velocidad de avance del pistón del cilindro, con la ayuda de la perilla de la válvula estranguladora de flujo que se sitúa en la tubería de retorno, en la parte posterior del cilindro de la máquina como se muestra en la figura 6-15.



Figura 6-15: Control de flujo de la válvula estranguladora

Importante: La disminución de la velocidad del avance del cilindro es inversamente proporcional al cierre de la válvula de estrangulación, mientras más cerrada este la válvula menor será la velocidad del pistón del cilindro, pero también aumentará la presión dentro del cilindro, por lo que es normal que el manómetro marque presiones altas, pero siempre menores a los 2000 psi.

5. Colocar la probeta a ensayarse en la cámara de tracción de la máquina atravesando los espacios para las mordazas en los discos tanto superior como inferior. Esta probeta se sujeta por las mordazas que se deben colocar a continuación, dos en cada extremo de la probeta, como se muestra en la figura 6-16:

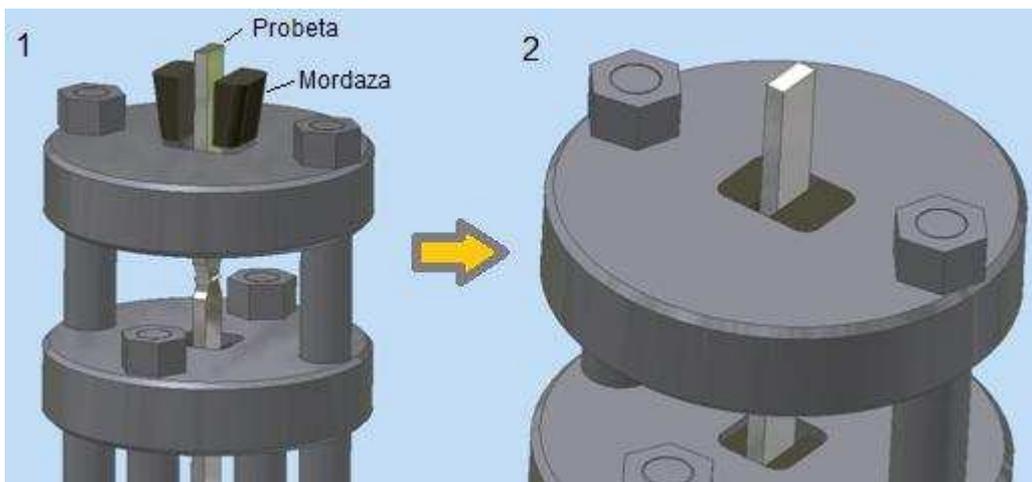


Figura 6-16: Forma de colocar las mordazas y probeta para el ensayo de tracción⁷⁶

Importante: Se deben alinear perfectamente cada par de mordazas, para evitar que salten al momento en que se rompa la probeta. Las mordazas de sección más grande (A) encajan en el disco superior y las mordazas de sección más pequeña (B) encajan en el disco inferior (Fig. 6-17).

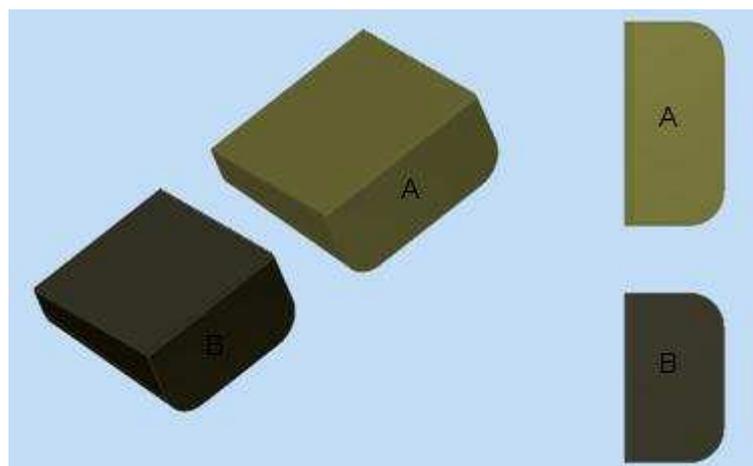


Figura 6-17: Tipos de mordazas de la máquina de ensayos⁷⁷

⁷⁶ Montaje realizado en el programa Autodesk Inventor Professional 2010

⁷⁷ Montaje realizado en el programa Autodesk Inventor Professional 2010

6. Accionar el avance del pistón del cilindro hacia arriba, para iniciar el ensayo de tracción de la probeta, para esto se debe mover la palanca de la válvula de distribución de flujo hacia atrás, a la posición 2 (Fig. 6-18).



Figura 6-18: Palanca de mando en posición 2 para el avance del pistón

7. Una vez que la probeta se haya roto debido a la tracción el pistón del cilindro seguirá avanzando normalmente su carrera, para detenerlo y poder retirar la probeta se debe posicionar la palanca de la válvula de distribución de flujo en el centro, posición 1 (Fig. 6-19).



Figura 6-19: Posición de la palanca de mando en descanso o posición 1

8. Para regresar la carrera del pistón y poder realizar un nuevo ensayo es necesario colocar la palanca de la válvula de distribución de flujo hacia adelante en la posición 3 (Fig. 6-20).



Figura 6-20: Palanca de mando en posición 3 para el regreso del pistón

9. Una vez que se haya terminado de realizar todos los ensayos de tracción se debe presionar el botón rojo del arrancador para apagar la máquina (Fig. 6-21), previamente se debe haber llevado al pistón del cilindro a su posición inicial y colocado la palanca de la válvula de distribución de flujo al centro, posición 1.



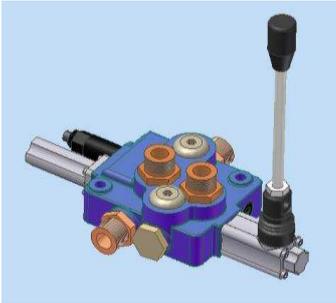
Figura 6-21: Botón rojo de apagado del arrancador

Nota: Después de terminar de hacer los ensayos de tracción así como de doblado desconectar la máquina para evitar que alguien encienda el arrancador por accidente.

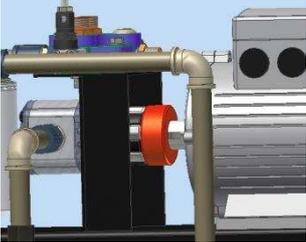
6.2. TABLA DE ADVERTENCIAS Y RECOMENDACIONES:

A continuación, en la tabla 6-1 se describe cierta información acerca de lo que no se debe hacer al usar la máquina de ensayos destructivos y su respectivo sistema hidráulico de accionamiento, así como información adecuada para su óptimo funcionamiento.

Tabla 6-1: Advertencias y recomendaciones del uso de la máquina de ensayos y su equipo hidráulico

<p>Acerca de la parte mecánica:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Al realizar los ensayos no se deben colocar objetos extraños dentro de las cámaras de ensayos para evitar accidentes. - Durante el ensayo de tracción no se debe acercarse demasiado a la máquina, ya que cuando no se alinean adecuadamente las mordazas en el momento en que se rompe la probeta estas pueden saltar. - Asegurarse que las tuercas de los ejes tanto móviles como fijos estén lo suficientemente ajustados antes de cada ensayo. - Asegurarse de que la sección de las probetas de tracción este dentro de norma y no sobrepase de $1 \times \frac{3}{4}$ de pulgada, cuya sección es la máxima que se puede ensayar con esta máquina.
<p>Acerca de la válvula de distribución:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - La palanca de accionamiento se debe posicionar al centro, en posición neutral, cuando no se está realizando ninguna operación. - Al terminar de realizar todos los ensayos y haber apagado la máquina, se debe retirar la palanca de accionamiento de la válvula, ya que esta al ser muy visible y fácil de retirar, puede ser objeto de hurto o mal uso por las

	<p>personas que transitan cerca.</p>
<p>Acerca de la válvula de seguridad o alivio:</p>  <p>Válvula de alivio</p>	<ul style="list-style-type: none"> - La válvula de seguridad debe estar calibrada a un máximo de presión de 2000 psi para su abertura, jamás se debe calibrar a presiones mayores ya que de esta forma se podría estar forzando demasiado al motor, y se podrían presentar fugas de fluido a través de la bomba. - No se debe calibrar la válvula de alivio a presiones muy bajas de abertura, ya que podría ser que dicha presión no sea suficiente para desarrollar satisfactoriamente los ensayos, sobretodo en tracción.
<p>Acerca de la válvula de estrangulamiento de control de velocidad:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - Al realizar los ensayos como al posicionar la máquina, se debe asegurar que la válvula de estrangulamiento este abierta, ya que si esta se encuentra cerrada el pistón del cilindro no se moverá. - Para los ensayos de tracción se debe calibrar la válvula de estrangulamiento a través de su respectiva perilla, antes de accionar el cilindro hidráulico, para reducir la velocidad de avance.
<p>Acerca del tanque reservorio y la tubería:</p> 	<ul style="list-style-type: none"> - No generar fuego cerca del tanque, ya que este contiene aceite y al haber alguna fuga cerca podría ocasionarse un incendio. - Antes de accionar la máquina verificar que no existan fugas. - Asegurarse de que el nivel de aceite por lo menos este en la línea roja de la mirilla del tanque antes de usar la máquina, caso contrario no accionar la máquina.

<p>Acerca del sistema motor – bomba:</p> 	<ul style="list-style-type: none">– No colocar ningún material, especialmente lana o tela cerca de la unión motor - bomba, ya que podría ser atrapado en el giro veloz de esta y ocasionar problemas tanto al motor como a la bomba.
<p>Acerca del manómetro:</p> 	<ul style="list-style-type: none">– Asegurarse que el manómetro marque una presión máxima de 2000 psi cuando llegue al final de su carrera, tanto en avance como en retorno, si esta presión es mayor puede causar graves daños al sistema, incluso roturas internas. Si este es el caso se debe dejar de hacer los ensayos y calibrar la válvula de alivio.– Asegurarse que al retornar la máquina a su posición inicial y apagarla el manómetro marque 0 psi, lo que indica que no hay presiones remanentes.

6.3. TABLA DE POSIBLES PROBLEMAS Y SUS CAUSAS

En todo sistema hidráulico existirán deterioros (dependiendo de su uso) por ello se ha desarrollado la tabla 6-2 que propone los problemas que pueden existir y sus posibles soluciones.

Tabla 6-2: Propuesta de problemas en el sistema hidráulico y sus posibles soluciones⁷⁸

Indicadores	Posibles causas	Opciones
Pérdidas	<ul style="list-style-type: none"> • Culata de cilindro rota o dañada. • Presión del sistema demasiado alta. • Vástago (eje del cilindro de doble efecto) doblado o rayado. • Juntas dañadas o inadecuadas. • Sellado defectuoso de la manguera y el acoplamiento. • Conexión de la manguera mal apretada. 	Inspección /reparación del componente
Desviación excesiva	<ul style="list-style-type: none"> • Hay que ajustar la válvula. • Cilindro rayado. • Juntas dañadas. • Válvula rayada. 	Inspección /reparación del componente
Funcionamiento ruidoso	<ul style="list-style-type: none"> • Nivel de aceite bajo. • Filtro obstruido. • Bomba o motor desgastado. • Válvula de seguridad averiada 	Llene el depósito hasta el nivel máximo Inspección /reparación del componente
Calentamiento excesivo	<ul style="list-style-type: none"> • Enfriador de aceite averiado. • Nivel de aceite bajo. • Filtro obstruido. • Bomba o motor desgastado. • Válvula de seguridad averiada. • Aceite de viscosidad inadecuada. • Sistema obstruido. • Malos hábitos del operador. 	Llene el depósito hasta el nivel máximo Inspección /reparación del componente
Juntas de cilindro sueltas	<ul style="list-style-type: none"> • Cilindro o vástago desgastados. • Bomba o motor desgastados. 	Inspección /reparación del componente
Ciclos lentos	<ul style="list-style-type: none"> • Vástagos de los cilindros dañados. • Válvula averiada. • Nivel de aceite bajo. • Bomba o motor desgastado. 	Inspección /reparación del componente

⁷⁸ http://es.scribd.com/rle_fort/d/36562291-Mantenimiento-de-los-sistemas-hidraulicos

Rozamiento o abrasión de la manguera	<ul style="list-style-type: none"> • Pérdidas por los orificios de desagüe en el material de revestimiento. • Alineación y fijación de la manguera deficientes. • Daño de origen externo. 	Inspección /reparación del componente
Movimiento excesivo de la manguera	<ul style="list-style-type: none"> • Alineación y fijación de la manguera deficientes. • Aeración o cavitación. 	Inspección /reparación del componente

6.4. MANTENIMIENTO Y LIMPIEZA DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS

Es importante un adecuado y periódico mantenimiento y limpieza de todo el mecanismo realizado con el objetivo de que todo el sistema permanezca en perfecto estado de funcionamiento y conservación.

Mediante un correcto mantenimiento y limpieza se pueden tener los siguientes beneficios:

- Optimización de la disponibilidad del equipo productivo.
- Disminución de los costos de mantenimiento.
- Optimización de los recursos humanos.
- Maximización de la vida de la máquina.
- Evitar, reducir, y en su caso, reparar, las fallas sobre los bienes precitados.
- Disminuir la gravedad de las fallas que no se lleguen a evitar.
- Evitar detenciones inútiles o paro de la máquina
- Evitar accidentes.
- Evitar incidentes y aumentar la seguridad para las personas.
- Conservar los bienes productivos en condiciones seguras y preestablecidas de operación.
- Alcanzar o prolongar la vida útil de la máquina.

A continuación se citarán las diferentes alternativas que se deben dar para un adecuado mantenimiento y limpieza en la máquina.

6.4.1. EN LAS PLACAS, LOS EJES PUENTE FIJO Y MÓVIL DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS

- Lubricar todas las superficies deslizantes de metal a metal con una capa delgada del lubricante.
- Revisar la calibración de la máquina por lo menos una vez al mes o cada vez que observe un cambio en los diámetros de los acoples.
- Revisar las superficies de deslizamiento y acoplamiento para detectar señales de desgaste o daños durante el uso. Es recomendable buscar muescas, virutas, grietas, hendiduras y/u otras señales de desgaste.

6.4.2. EN EL FLUIDO HIDRÁULICO Y TANQUE O DEPÓSITO

- Es importante mantener el nivel correcto de fluido en el depósito (tanque) para obtener una carrera máxima de la máquina y para evitar la entrada de aire al sistema.
- Estar seguro de que el nivel de fluido esté a 1/2 pulgada (1,3 cm) de la parte superior de la abertura del tanque.
- Dependiendo de la cantidad de uso, deberá cambiarse el fluido de manera periódica. La viscosidad del fluido puede descomponerse con un uso frecuente y a altas temperaturas. Además, el desgaste de los componentes también puede contaminar los fluidos. Drene y sustituya por el fluido recomendado, generalmente se recomienda cambiar el aceite del sistema cada dos años o cada 2000 horas de uso.
- El fluido hidráulico y los lubricantes pueden acumular suciedad y desechos. Limpie esta acumulación cada vez que sea visible, utilizando un paño limpio. La acumulación puede causar daños a los componentes de la máquina para ensamblar y resultar en ensambles mal acoplados.
- Usar solamente mangueras y recipientes limpios para transferir el fluido del contenedor al depósito hidráulico o tanque.
- Mantener el depósito adecuadamente lleno para aprovechar sus características de disipación de calor e impedir que la humedad se condense en las paredes interiores.

6.4.3. EN MANGUERAS Y CONEXIONES

- Revise el ensamble de la manguera que conecta la bomba al cilindro para saber si ha sufrido daños o si debe ser sustituido por un ensamble de capacidad apropiada.
Podrían producirse lesiones personales si no se verifica el ensamble de la manguera periódicamente.
- Revise todas las tuberías de aceite, las mangueras y los acoplamientos o racores por si existe algún escape de aceite.

6.4.4. EN LOS FILTROS DEL SISTEMA

- Los filtros hidráulicos deben cambiarse al menos cada 500 horas de uso.
- Como los filtros usados contienen contaminantes, es importante quitarlos con cuidado para que los contaminantes no vuelva a entrar en el sistema hidráulico. También es importante conservar los filtros nuevos en su envase original hasta el mismo momento de su utilización, el envase evitará que se contaminen.
- Utilizar los filtros adecuados que cumplen todas las especificaciones. Si se utiliza un filtro inadecuado se puede poner en peligro el rendimiento del sistema. La utilización de filtros que no cumplen las especificaciones requeridas puede causar la contaminación del sistema o crear problemas de resistencia al paso de los fluidos que puede llegar a obligar a cambiar los filtros con mayor frecuencia que la recomendada.
- Revisar periódicamente que los filtros de aceite y retorno estén libres de basura e impurezas.

6.4.5. EN EL MOTOR ELÉCTRICO

- Revise los cables del sistema eléctrico que se conectan al motor.
- No halar bruscamente el cable que conecta al motor.
- Controlar la temperatura.
- Tenerlo libre de agentes líquidos (aceite hidráulico, agua).

6.4.6. EN LA VÁLVULA DE ALIVIO

- Tener regulada la válvula a la presión de apertura de 2000 psi. Esta válvula ya se encuentra regulada a esa presión, por ello se recomienda no ajustarla ni aflojarla más.
- La válvula de alivio se encuentra incluida en la válvula de distribución de flujo (Fig. 6-22) y para su calibración se necesita ajustar o liberar el eje de llave hexagonal que se encuentra en la parte posterior de la válvula de distribución, mientras más se apriete esta la presión de alivio será mayor y contrariamente si se desajusta la presión de alivio se calibrará en un valor menor, para visualizar la presión a la que se está calibrando se puede hacer uso del manómetro y asegurarse de la presión es la que se desea.

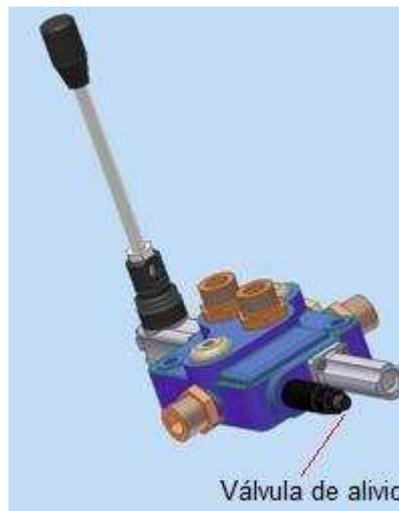


Figura 6-22: Válvula de alivio⁷⁹

6.4.7. PASOS PREVIOS A DAR MANTENIMIENTO AL EQUIPO

Antes de dar mantenimiento a un elemento del equipo hidráulico se deberá tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Apagar la bomba hidráulica (motor eléctrico).
- Mover la palanca de la válvula direccional hacia adelante y atrás varias veces para reducir la presión.
- Desensamblar el elemento a ser inspeccionado.

⁷⁹ Montaje realizado en el programa Autodesk Inventor Professional 2010

- Bajar el implemento hasta el piso.
- Analizarlo debidamente.
- Mantener las manos y el cuerpo alejados de las mangueras y boquillas que botan fluido a presión alta.
- Buscar ayuda médica si el líquido entra en la piel.

CAPÍTULO VII

7. ANÁLISIS DE COSTOS

7.1. INTRODUCCIÓN

En el capítulo presente se detallan todos los costos que se deben emplear para la realización y obtención de nuestro sistema hidráulico y demás componentes extras que se han diseñado. Estos costos se han obtenido durante los meses de construcción de todos los componentes (febrero-abril 2012).

Los costos se desglosan de la siguiente manera

- Costos directos
 - Costo de materia prima
 - Costo de elementos normalizados
 - Costo de maquinado
 - Costo de montaje
- Costos indirectos
 - Costo de materiales indirectos
 - Costo de ingeniería
 - Costo de imprevistos

7.2. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son aquellos que inciden física y directamente con la producción del objetivo o sistema a desarrollar.

7.2.1. COSTO DE MATERIA PRIMA

Estos costos son los generados por la compra de los diferentes materiales y accesorios necesarios para la construcción del sistema y demás artículos. Los siguientes costos se presentan en la tabla 7-1.

Tabla 7-1: Costos de Materia Prima

Material	Cantidad	Peso (kg)	Valor unitario (usd)	Valor total (usd)
Perfil cuadrado 2" * 3 mm	1		34,1	34,1
Perfil ángulo laminado 2" * 1/8"	1		15,75	15,75
Tablones de eucalipto 140mm * 2400mm * 50mm	3		5,5	16,5
Eje cilíndrico de acero AISI 1045 ϕ 25 mm, L= 435 mm	4	7	2,15/kg	15,05
Plancha acero al carbono 1220 mm * 2440 mm * 3 mm	1		62,25	62,25
Varios			10	10
Subtotal				153,65

Fuente: Centro del Acero, STEEL CENTER; Aserradero, MADERAS DEL ORIENTE; IVAN BOHMAN C.A.

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.2.2. COSTO DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

Estos elementos se caracterizan por ser prefabricados para su montaje y siguen alguna norma específica. Se presentan en la siguiente tabla 7-2.

Tabla 7-2: Costos de elementos normalizados

Elemento	Cantidad	Valor unitario (usd)	Valor total (usd)
Bomba de engranes 1.3 GPM, 2 HP, 1750 RPM	1	342,97	342,97
Motor trifásico 2 HP, 1750 rpm, 220 V, AC	1	375	375
Válvula manual de control direccional 4/3 con enclavamiento y regulador de presión o válvula de alivio 2000 psi	1	380	380
Válvula reguladora de flujo con check 1.3 – 0.1 GPM, 2000 psi	1	80	80
Manómetro (0 – 3000 psi, 0 – 200 bar, conexión ½" NPT)	1	45	45
Filtros (succión interna y de retorno o descarga)			90
Matrimonio L90-31296	1	40,3	40,3
Pistón doble efecto (Modelo FAP – CHB según ISO 6022) $\Phi_{\text{pistón}}$ 7 pulg, $\Phi_{\text{vástago}}$ 3 pulg, Carrera 200 mm, Espacio 280 mm.	1	1100	1100
Arrancador magnético trifásico 220 V, AC	1	110	110
Manguera SAE 100R1 AT, Φ_{int} ½"	6 metros	10,5/m	63
Racores (varios)			52
Aceite hidráulico Rando Oil Hd 32	10 galones	72,75/5gal	145,5
Cable trifásico 3 * 14	5 metros	1,45/m	7,25
Enchufe para conexión trifásica 3 * 50 Amps	1	6,9	6,9
Tornillería (varios)			6,4
Varios			30
Subtotal			2874,32

Fuente: VITOSTEEL CIA. LTDA.; CONAUTO; Centro Ferretero, COLORSATELEC CIA LTDA.

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.2.3. COSTO DE MAQUINADO

Los costos de maquinado son los generados por la mano de obra directa mediante la utilización de máquinas con el fin de obtener algún componente del

mecanismo a desarrollar. Estos costos se calculan tomando en cuenta el tiempo empleado para realizar algún componente y el tipo de maquinaria que se utiliza. A continuación se presentan estos valores en la tabla 7-3.

Tabla 7-3: Costo de maquinado

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra (usd/horas , metros u obra)	Tiempo (horas) , Distancia (metros)	Costo total por máquina (usd)
Torno	15	2/h	30
Soldadura	18	5/m	90
Amoladora	8	2/h	16
Dobladora	6	1/h	6
Taladrado	10	1/h	10
Cizalla	7	2/h	15
Instrumentos de medida	1	30/h	30
Subtotal			197

Fuente: Taller de Máquinas Herramientas, STEEL CUTTINGS.

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.2.4. COSTO DE MONTAJE

El costo del montaje es el que se genera por la mano de obra ocupada para el montaje o ensamble total de todo el mecanismo a obtener, así como también la puesta a punto y el afinamiento, para que con ese fin el mecanismo obtenido cumpla su objetivo.

Para el costo de montaje se necesitaron dos técnicos (que tienen como especialidad mecánicos industriales) los cuales perciben una ganancia mensual de 292 dólares (2 dólares por hora aproximadamente)

Este costo se presenta en la tabla 7-4.

Tabla 7-4: Costo de montaje

Personal	Cantidad	Costo (usd/h)	Tiempo (horas)	Total (usd)
Técnico – Mecánico Industrial	2	2	16	64
Subtotal				64

Fuente: Taller de Máquinas Herramientas, STEEL CUTTINGS.

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.2.5. COSTO DIRECTO TOTAL

Es la sumatoria de todos los costos indirectos y se presentan en la tabla 7-5.

Tabla 7-5: Costo directo total

Costo directo	Total (usd)
Costo de materia prima	153,65
Costo de elementos normalizados	2874,32
Costo de maquinado	197
Costo de montaje	64
Subtotal	3288,97

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.3. COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son aquellos que no se relacionan directamente con la obtención del sistema a desarrollar, estos costos no son identificables o cuantificables con los productos terminados o con un área específica de producción.

7.3.1. COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos pertenecen a los materiales suplementarios que se utilizan para la construcción del sistema a obtener.

El costo de los materiales indirectos se presenta en la tabla 7-6.

Tabla 7-6: Costo de materiales indirectos

Material	Cantidad	Valor unitario (usd)	Valor total (usd)
Electrodos 6011 – 1/8"	1 kg	2,57/kg	2,57
Thinner	4 litros	1,52/L	6,08
Lija para hierro	6	0,6	3,6
Pintura anticorrosiva	¼ galón	3,76/¼ gal	3,76
Pintura esmalte negro	¼ galón	6,59/¼ gal	6,59
Varios			10
Subtotal			32,6

Fuente: Centro del Acero, STEEL CENTER; Centro Ferretero, COLORSATELEC CIA LTDA.; Ferretería, SERVICE RUEDA

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.3.2. COSTO DE INGENIERÍA

El costo de ingeniería viene dado por el tiempo que un diseñador (ingeniero) ha tomado para el diseño de todo el sistema hidráulico, así como también de otros elementos importantes q se han diseñado.

Como criterio personal se puede decir que debido a la inexperiencia de los diseñadores se ha puesto un valor estimado de 15 dólares por hora de diseño.

El costo de ingeniería se presenta en la tabla 7-7.

Tabla 7-7: Costo de ingeniería

Especificación	Tiempo total (h)	Costo por hora (usd)	Total
Diseñador	80	15	1200
Subtotal			1200

Fuente: Propia

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.3.3. COSTO DE IMPREVISTOS

Este tipo de costo es aquel que no se ha considerado desde el inicio de la evaluación de costos.

El costo de imprevisto se presenta en la tabla 7-8.

Tabla 7-8: Costo de imprevisto

Imprevisto	Total (usd)
Transporte de material y mecanismos	10
Material extra	10
Varios	10
Subtotal	30

Fuente: Propia

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.3.4. COSTO INDIRECTO TOTAL

Este costo se presenta en la tabla 7-9.

Tabla 7-9: Costo total indirecto

Costo indirecto	Total (usd)
Costo de materiales indirectos	32,6
Costo de ingeniería	1200
Costo de imprevistos	30
Subtotal	1262,6

Fuente: Comercializadoras de Quito; Propia

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

7.4. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

El costo total es la sumatoria de los costos directos con los costos indirectos y representa el costo que se debe invertir para la obtención de nuestro mecanismo.

El costo total de la máquina se presenta en la tabla 7-10.

Tabla 7-10: Costo total de la máquina

Costo	Total (usd)
Costo total directo	3288,97
Costo total indirecto	1262,6
Total	4551,57

Fuente: Comercializadoras de Quito; Propia

Elaborado: Jairo Revelo, Javier Tufiño

De la tabla 7-10 se puede apreciar que el costo total para tener a todo el mecanismo correctamente terminado es de **4551,57 usd**.

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- La máquina repotenciada se encuentra en perfecto funcionamiento, su sistema hidráulico recientemente vinculado ha ayudado y facilitado enormemente el funcionamiento y operación de la máquina, la cual tiene una capacidad de 30 Toneladas y una longitud de carrera de 200 mm.
- Con el perfecto funcionamiento de la máquina se pudo probar que el ensamble realizado permitió la ergonomía en el operario y por ende mayor confianza al momento de operar y realizar los ensayos.
- Una vez realizadas las pruebas de funcionamiento se pudo concluir que la máquina cumplió las expectativas requeridas, por ende se da un visto bueno al diseño (cálculos realizados) y selección de todas las partes del sistema.
- La presión requerida en un sistema hidráulico es el factor de diseño principal para la selección o diseño de todos los componentes del sistema.
- El acople de un sistema de automatización hidráulico a una máquina de operación manual es de vital importancia para considerar ahorros de tiempo, de fuerza en mano de obra y obtener ganancias económicas de una manera más rápida y confiable.
- Los valores de presión en el cilindro hidráulico para cada etapa de la carrera, tanto con carga y sin ella coinciden perfectamente con los valores de diseño que se plantearon, lo que indica una correcta selección y disposición de los elementos hidráulicos.

8.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda continuar con acoples en la máquina tal como un panel electrónico, el cual presente las gráficas de deformación de las probetas (para sus estudios y obtención de datos) cuando son ensayadas.

- Se recomienda seguir las instrucciones de mantenimiento y manual de uso que se dan en el Capítulo VI del presente proyecto de titulación con el objetivo de que la máquina y todo el sistema además de brindar toda su capacidad de trabajo también tenga un periodo considerable de funcionamiento.
- Para la realización de ensayos se tiene en cuenta que el pistón gracias al sistema hidráulico aplicará una fuerza considerable, por lo tanto es recomendable usar las normas de seguridad debidas así como también los elemento de protección tales como casco, guantes, gafas y ropa adecuada.
- La máquina está diseñada para vencer una fuerza específica (274 kN) por lo tanto es recomendable no abusar de la capacidad que esta máquina puede brindar para evitar averías en los componentes del sistema.
- Al realizar ensayos de tracción es un tanto incomodo colocar las mordazas para sujetar las probetas, además al terminar el ensayo estas pueden soltarse o saltar si no se las ha colocado correctamente, por tal motivo se recomendaría diseñar un sistema que mejore el agarre y manipulación de las mordazas.

BIBLIOGRAFÍA

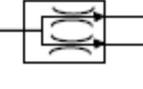
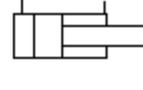
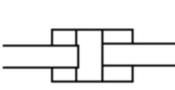
1. CASTILLO Rigoberto, MACHOA Efraín; (2010); “*Acoplamiento de Sistema Hidráulico a Prensa Mecánica*”; Proyecto de Titulación previo a la obtención del Título de Tecnólogo en Mecánica Industrial; Escuela Politécnica del Litoral; Guayaquil.
2. CENGEL Yunus, BOLES Michael; (2006); “*Termodinámica*”; Ed. Mc Graw Hill, V Edición; México.
3. GALLARDO Juan, MELO Carlos; (2002); “*Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos Destructivos en Juntas Soldadas Para el Departamento de Materiales y Procesos de Fabricación de la Escuela Politécnica Nacional*”; Proyecto de Titulación previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico; Escuela Politécnica Nacional; Quito.
4. MATAIX Claudio; (1986); “*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*”; Ediciones del Castillo; Madrid – España.
5. PARKER Training; (1999); “*Tecnología Hidráulica Industrial*”; Jacareí - São Paulo.
6. POMPER Víctor; “*Mandos Hidráulicos en las Máquinas Herramientas*”; Editorial Blume; Barcelona – España.
7. ROLDÁN José; (1993); “*Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada*”; Ed. Thompson Paraninfo; III Edición; México.
8. RUEDA Camilo H.; “*Hidráulica Práctica*”.
9. TECSUP-Campus Virtual; “*Manual Fundamentos de Hidráulica*”; Sección Mandos Hidráulicos.
10. VILLAMAR Víctor; (2008); “*Diseño de una Prensa Hidráulica para Elaborar Probetas de Acero Inoxidable*”; Proyecto de Titulación previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico; Escuela Politécnica del Litoral; Guayaquil.

11. FAP; Catálogo de cilindros hidráulicos.
12. HRW; Catálogo de mangueras hidráulicas.
13. LOVEJOY; Catálogo de unión motor – bomba (matrimonio).
14. SHELL; Tutor de lubricación; Lubricantes para sistemas hidráulicos.
15. SIEMENS; Catálogo de motores eléctricos.
16. STRONGFLEX; Catálogo de mangueras hidráulicas.
17. TEXACO RANDO HD; Catálogo de aceites hidráulicos.
18. TRIDEC; Manual de instrucciones, operación, mantenimiento y reparación de sistemas hidráulicos
19. <http://es.scribd.com/doc/22284005/Seguridad-en-Sistemas-Hidraulicos>
20. <http://es.scribd.com/doc/6057776/Importancia-del-mantenimiento-mecanico-aplicado-a-los-equipos>
21. http://es.scribd.com/rle_fort/d/36562291-Mantenimiento-de-los-sistemas-hidraulicos
22. <http://wojeda@fing.edu.uy/circuitosoleohidraulicos>
23. <http://www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION%20SHELL%20-%20Aceites-Hidraulicos.pdf>
24. <http://www.gates.com.mx/pdf/catsistemashidseguros.pdf>
25. <http://www.lovejoy-inc.com/products/hydraulics/pumps-motor-mounts.aspx>
26. <http://www.trasmicioneshidrostaticas.com/cap5-1 /0322.pdf>
27. http://www.triddec.nl/triddecsite/main/documenten/handleidingen/HY404_SP.pdf

ANEXOS

ANEXO 1: SÍMBOLOS NORMALIZADOS PARA ELEMENTOS HIDROSTÁTICOS

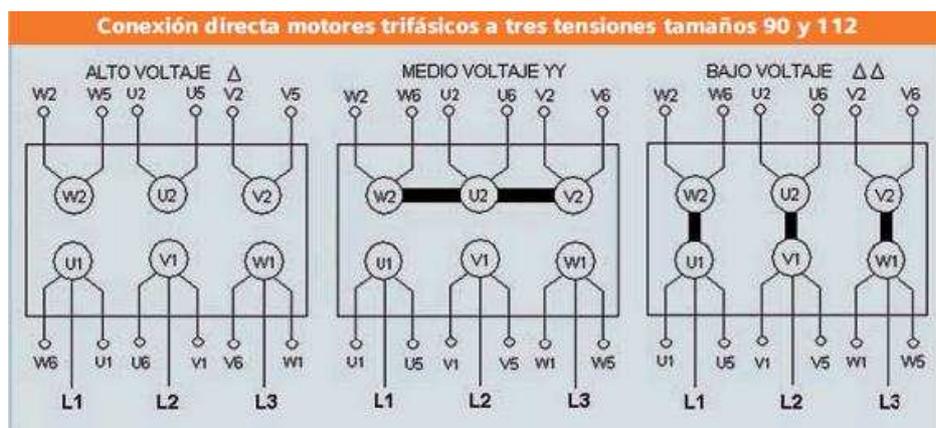
ELEMENTO	SÍMBOLO	ELEMENTO	SÍMBOLO
Motor de cilindrada constante y con dos sentidos de circulación de aceite		Cilindro telescópico	
Árbol con un solo sentido de rotación		Mando manual de pulsador	
Árbol con ambos sentidos de rotación		Mando manual de palanca	
Mando por control eléctrico		Mando manual de pedal	
Conducto de alimentación y de retorno		Mando mecánico de resorte	
Conducto de gobierno		Mando mecánico de tambor	
Mando electromagnético por solenoide		Distribuidor de 2 posiciones y 2 vías con mando manual de palanca y retorno por resorte	
Distribuidor de 3 vías y 2 posiciones con mando hidráulico o neumático		Distribuidor de 4 vías y 3 posiciones con mando hidráulico	
Distribuidor de 2 posiciones y 3 vías con representación de la conexión transitoria durante la fase de paso		Válvula de máxima de mando hidráulico	
Válvula de retención		Válvula reductora de presión (con conducto de descarga)	
Válvula de retención calibrada		Válvula de secuencia (sin conducto de descarga)	

ELEMENTO	SÍMBOLO	ELEMENTO	SÍMBOLO
Valvula de retención pilotada		Valvula de estrangulación variable	
Valvula combinada de retención y de estrangulamiento		Divisor de caudal	
Valvula de cierre		Manómetro	
Motor eléctrico		Termómetro	
Motor térmico		Medidor de caudal	
Acumulador		Presostato	
Filtro		Indicación general de descarga al depósito y depósito al aire libre	
Bomba de cilindrada constante y con un solo sentido de circulación de aceite.		Motor de cilindrada variable con dos sentidos de circulación de aceite	
Bomba de cilindrada constante y con dos sentidos de circulación de aceite.		Cilindro de simple efecto	
Bomba de cilindrada variable y con un sentido de circulación de aceite.		Cilindro de doble efecto	
Motor de cilindrada constante y con un solo sentido de circulación de aceite.		Cilindro de doble efecto con pistón provisto de vástago a ambos lados	

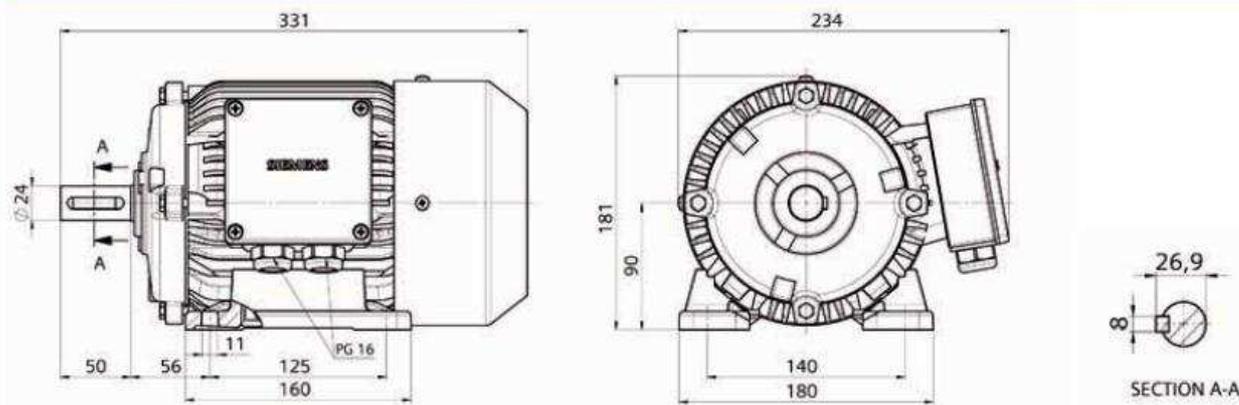
ANEXO 2: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA UN MOTOR TRIFÁSICO DE 2HP MARCA SIEMENS

www.siemens.com.co/catalogomotores.htm

Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	Corriente nominal [A]			Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / In	Corriente de arranque Iarr / In	Peso kg
			HP	kW		220V	380V	440V							
25000012865	1LA3 090-4YA80	90L	2,0	1,5	1,15	7,0	4,05	3,5	69,1	0,81	1681	8,48	2,4	4,7	20,3
25000012866	1LA3 096-4YA80	90L	3,0	2,2	1,15	9,6	5,5	4,8	74,6	0,82	1662	12,86	2,8	4,8	22,6
25000012785	1LA3 111-4YA80	112M	4	3,0	1,15	13	7,5	6,5	74,4	0,81	1743	16,35	2,5	6,5	39,3
25000012786	1LA3 112-4YA80	112M	5,0	3,7	1,15	15,8	9,1	7,9	77,4	0,80	1739	20,48	2,3	6,5	40,5
25000012787	1LA3 113-4YA80	112M	6,6	4,9	1,05	19,6	11,3	9,8	80,4	0,82	1724	27,27	2	6	43
25000012788	1LA3 114-4YA80	112M	7,5	5,6	1,15	23,2	13,4	11,6	76,3	0,83	1714	31,17	2,2	5,6	45,0
25000012389	1LA3 131-4YA80	132 M	10	7,5	1,15	28,8	16,6	14,4	80,0	0,85	1745	40,82	2,3	6	72,1
25000012390	1LA3 134-4YA80	132 M	15,0	11,2	1,15	43,0	24,83	21,5	81,3	0,84	1745	61,24	1,8	5,0	83,5
25000012381	1LA3 164-4YA80	160 L	20	14,9	1,15	56,8	32,8	28,4	87,3	0,79	1757	81,09	1,8	6,3	120,2
25000012380	1LA3 167-4YA80	160 L	25,0	18,7	1,15	66,0	38,1	33,0	91,6	0,81	1757	101,36	1,8	5,4	128,1
25000012729	1LA6 183-4YA80	180 M/L	30	22,4	1,05	78	45	39	87,6	0,86	1749	122,19	2	4,9	173,5
25000012730	1LA6 187-4YA80	180 M/L	40,0	29,8	1,05	104,0	60,0	52,0	89,6	0,84	1746	163,20	2,0	5,6	186,7
25000012666	1LA6 207-4YA80	200 L	50	37,3	1,15	126	72,7	63	91,4	0,85	1762	202,15	2,7	6,6	252,5
25000011176	1LA6 220-4YA80	225 S/M	60,0	44,8	1,15	148,0	85,4	74,0	93,3	0,85	1765	242,17	2,7	6,6	300,0
25000011182	1LA6 224-4YC80	225 S/M	75,0	56,0	1,15	188,0	108,5	94,0	94,0	0,83	1780	300,16	2,0	5,1	325



Dimensiones 1LA3 tamaño constructivo 90 (mm)



ANEXO 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS DE ALTA PRESIÓN, SERIE SAE 100 R1AT PARA MARCAS HRW Y STRONGFLEX

HRW Srl - Italy



CHT1



EN 853 1SN / SAE 100 R1AT

HIGH TEMPERATURE

Construction

Synthetic rubber inner tube
One high tensile steel wire braid
Blue synthetic rubber cover

Application

Suitable for use with mineral oil, biological oil, polyglycol base oils, water-oil emulsion and water.

Temperature range

Hydraulic oils: -40°C to +135°C (-40°F to +275°F)
Sporadic peak up to +150°C (+302°F)
Polyglycol base oils, water-oil emulsion and water:
up to +85°C (+ 185°F)

HOSE TYPE	Internal diameter			External diameter	Bend radius	Working pressure		Burst pressure		Weight
	Size	Inch	DN	mm	mm	Bar	Psi	Bar	Psi	Kg/m
CHT1-3	-3	3/16"	5	12,5	90	250	3600	1000	14500	0,20
CHT1-4	-4	1/4"	6	14,1	100	225	3250	900	13050	0,25
CHT1-5	-5	5/16"	8	15,7	115	215	3100	850	12300	0,31
CHT1-6	-6	3/8"	10	18,1	130	180	2600	720	10400	0,36
CHT1-8	-8	1/2"	12	21,5	180	160	2300	640	9250	0,45
CHT1-10	-10	5/8"	16	24,7	200	130	1850	520	7500	0,52
CHT1-12	-12	3/4"	19	28,6	240	105	1500	420	6050	0,65
CHT1-16	-16	1"	25	36,6	300	88	1250	350	5050	0,91
CHT1-20	-20	1-1/4"	31	44,8	420	63	900	250	3600	1,30
CHT1-24	-24	1-1/2"	38	52	500	50	700	200	2900	1,70
CHT1-32	-32	2"	51	65,9	630	40	550	160	2300	2,00

Size: hose internal diameter according to SAE J517

Inch: hose internal diameter in inches

DN: nominal internal diameter according to manufacturing prescription (EN)

1 bar = 14,503 pound per square inch (PSI)

www.hrw-web.it

1.11 Wire Braid Hydraulic Hose

EN 853 Type 1SN / SAE 100R1 AT

Tube: oil resistant synthetic rubber

Reinforcement: One braid of high-tensile steel wire.

Cover: Black, abrasion and weather resistant synthetic rubber. MSHA accepted.

Temperature range: - 40°C to + 100°C



Hose ID		Wire OD	Hose OD	Working Pressure		Burst Pressure		Minimum Bend Radius	Weight
inch	mm	mm	mm	Mpa	Psi	Mpa	Psi	mm	Kg/m
3/16	4.8	9.5	11.8	25	3630	100	14280	90	0.190
1/4	6.4	10.8	12.8	22.5	3270	90	12840	100	0.222
5/16	7.9	12.5	14.5	21.5	3120	85	12280	115	0.261
3/8	9.5	14.6	16.8	18	2610	72	10280	130	0.324
1/2	12.7	17.6	19.8	16	2320	64	9180	180	0.418
5/8	15.9	21.1	23.1	13	1890	52	7420	200	0.476
3/4	19.0	24.7	27.0	10.5	1530	42	6000	240	0.619
1	25.4	32.5	35.0	8.8	1280	35	5020	300	0.883
1-1/4	31.8	39.5	43.5	6.3	920	25	3600	420	1.220
1-1/2	38.1	45.8	49.8	5	730	20	2860	500	1.408
2	50.8	59.0	63.0	4	580	16	2280	630	1.889

ANEXO 4: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA UN CILINDRO HIDRÁULICO MARCA FAP SEGÚN NORMA ISO 6022




CILINDROS HIDRAULICOS BRIDADOS MODELO CHB SEGÚN ISO 6022

MODO DE CODIFICACION

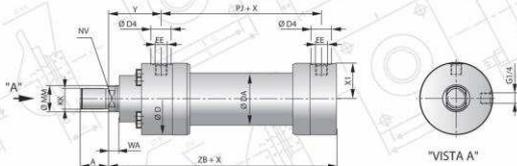
TABLA DE DIMENSIONES GENERALES

Tipo de cilindro: CHB: Cil. Hidráulico Bridado

Ø int. del cilindro en mm. Ø del vástago en mm. Carrera en mm. Presión de trabajo Tipo de Sellos N = Nitrilo V= Vitón Posición de la conexión en la culata

CHB 100 63 350 D 250 DA N 1 5

Tipo de montaje Amortiguación SA = sin amort. AT = amort. trasera AD = amort. delantera DA = doble amort. Posición de la conexión en la cabeza



"VISTA A"

CONEXIONES

TIPO DE MONTAJE

AL = DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO

Dimensiones (en mm.)														
AL	MM Ø	KK	A	NV	D	DA	D4	EE	EE	PJ	WA	X1	Y	ZB max.
50	32	M27x2	36	27	102	60	34	G1/2	M22x1,5	120	18	48,5	98	244
63	40	M33x2	45	32	120	78	42	G3/4	M27x2	133	21	56,5	112	274
80	50	M42x2	56	41	145	95	42	G3/4	M27x2	155	24	69,5	120	305
100	63	M48x2	63	50	170	120	47	G1	M33x2	171	27	82	134	340
125	80	M64x3	85	65	206	150	47	G1	M33x2	205	31	100,5	153	396
140	90	M72x3	90	75	226	170	58	G1 1/4	M42x2	219	31	109,5	166	431
160	100	M80x3	95	85	265	190	58	G1 1/4	M42x2	235	35	129,5	185	467
180	110	M90x3	105	95	292	210	58	G1 1/4	M42x2	264	40	143,5	194	510
200	125	M100x3	112	110	306	235	58	G1 1/4	M42x2	278	40	150,5	220	550
250	160	M125x4	125	*)	*)	*)	65	G1 1/2	M48x2	*)	42	*)	*)	652

*) Medidas sobre consulta.





M
Montaje oscilante macho



L
Montaje oscilante macho con rótula



E
Brida trasera



K
Montaje lateral



D
Brida frontal



I
Montaje oscilante central



OK
Montaje lateral doble vástago



OD
Brida frontal doble vástago



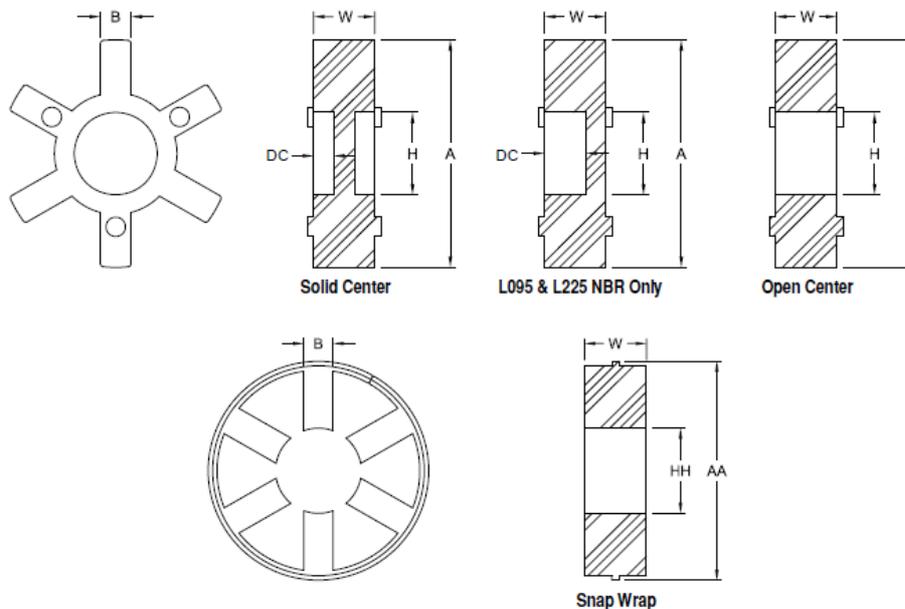
OI
Montaje oscilante central doble vástago

ANEXO 5: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA LA SELECCIÓN DE UN MATRIMONIO MARCA LOVEJOY



Jaw Elastomers Dimensional Data

Elastomers In Compression (Spiders)



Elastomers In Compression (Spiders) Dimensional Data

Size	Solid Center Spiders											Open Center Spiders				Snap Wrap Spiders			All			
	Material Available				A in	DC in	H in	Material Available				A in	H in	NBR in	URE in	HYT in	BRZ in	Material NBR	AA in	HH in	W in	B in
	NBR SOX	Urethane URE	Hytrel® HYT	Bronze BRZ				NBR SOX	Urethane URE	Hytrel® HYT	Bronze BRZ											
L035	X	—	—	—	0.62	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	N/A	—	—	0.28	0.21	
L050	X	X	X	—	1.07	—	—	—	—	X	1.07	0.31	0.31	N/A	—	—	0.42	0.27				
L070	X	X	—	—	1.38	—	—	X	X	X	1.38	0.50	0.50	N/A	—	—	0.42	0.27				
L075	X	—	—	—	1.75	—	—	X	X	X	1.75	0.75	0.75	N/A	—	—	0.44	0.27				
L090/L095	X	—	—	—	2.12	0.18	0.88	X	X	X	2.12	0.88	0.75	X	2.56	1.06	0.44	0.36				
L099/L100	X	—	—	—	2.54	0.25	1.03	X	X	X	2.54	1.03	1.03	X	3.08	1.37	0.61	0.43				
L110	X	—	X	—	3.31	NBR .25 HYT .18	1.19	X	X	X	3.31	1.18	1.38	X	3.87	1.50	0.75	0.45				
L150	X	—	X	—	3.75	NBR .31 HYT .21	1.25	X	X	X	3.75	1.25	1.25	X	4.56	1.75	0.88	0.59				
L190	X	—	X	—	4.50	NBR .31 HYT .18	1.38	X	X	X	4.50	1.38	1.38	X	5.18	2.25	0.88	0.60				
L225	X	—	X	—	4.98	NBR .38 HYT .18	1.75	X	X	X	4.98	1.75	1.75	URE	5.44	2.75	0.88	0.73				
L276	—	—	—	—	—	—	—	X	—	—	6.19	1.75	1.75	N/A	—	—	1.45	0.75				

Notes: ■ X indicates: Applicable.



Jaw L Type Ratings Performance Data

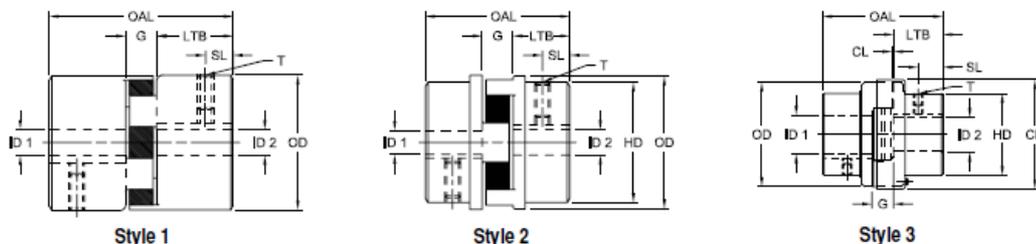
Jaw Type Performance Ratings

Size	Elastomeric Member	Number of Jaws	Basic HP Ratings @ Varying RPM				Torque Rating		Max Bore		Max x1000
			100	1200	1800	3600	in-lbs	Nm	in	mm	RPM
L, AL & LC Type											
L035	SOX (NBR)	2	0.006	0.07	0.10	0.22	3.5	0.40	0.375	9	31.0
L050/AL050	SOX (NBR)	2	0.042	0.50	0.75	1.51	26.3	2.97	0.625	16	18.0
L050/AL050	Hytrel®	2	0.080	0.96	1.43	2.88	50.0	5.65	0.625	16	18.0
L070/AL070	SOX (NBR)	2	0.070	0.84	1.23	2.52	43.2	4.88	0.750	19	14.0
L070/AL070	Hytrel	2	0.180	2.16	3.26	6.48	114.0	12.88	0.750	19	3.6
L075/AL075	SOX (NBR)	3	0.140	1.68	2.57	5.04	90.0	10.17	0.875	22	11.0
L075/AL075	Hytrel	3	0.360	4.32	6.48	12.96	227.0	25.65	0.875	22	3.6
L090/AL090/LC090	SOX (NBR)	3	0.230	2.76	4.11	8.28	144.0	16.27	1.000	25	9.0
L090/AL090	Hytrel	3	0.640	7.68	11.50	23.04	401.0	42.31	1.000	25	3.6
L095/AL095/LC095	SOX (NBR)	3	0.310	3.72	5.50	11.16	194.0	21.92	1.120	28	9.0
L095/AL095	Hytrel	3	0.890	10.68	16.00	32.04	561.0	63.38	1.120	28	3.6
L099/AL099/LC099	SOX (NBR)	3	0.500	6.00	9.10	18.00	318.0	35.93	1.180	30	7.0
L099/AL099	Hytrel	3	1.260	15.12	22.60	45.36	792.0	89.48	1.180	30	3.6
L100/AL100/LC100	SOX (NBR)	3	0.660	7.92	11.90	23.76	417.0	47.11	1.380	35	7.0
L100/AL100	Hytrel	3	1.800	21.60	32.40	64.80	1,134.0	128.12	1.380	35	3.6
L110/AL110/LC110	SOX (NBR)	3	1.260	15.12	23.00	45.36	792.0	89.48	1.620	42	5.0
L110/AL110	Hytrel	3	3.600	43.20	65.00	129.60	2,268.0	256.25	1.620	42	5.0
L150/LC150	SOX (NBR)	3	2.000	24.00	35.00	72.00	1,240.0	140.10	1.880	48	5.0
L150	Hytrel	3	5.900	70.80	106.00	212.40	3,708.0	418.95	1.880	48	5.0
AL-150	SOX (NBR)	4	2.300	27.60	41.40	82.80	1,450.0	163.83	1.880	48	5.0
L190/LC190	SOX (NBR)	3	2.700	32.40	49.00	97.20	1,728.0	195.24	2.120	55	5.0
L190	Hytrel	3	7.400	88.80	134.00	266.40	4,680.0	528.77	2.120	55	5.0
L225/LC225	SOX (NBR)	3	3.700	44.40	67.00	133.20	2,340.0	264.38	2.620	65	4.2
L225	Hytrel	3	9.900	118.80	178.00	356.40	6,228.0	703.67	2.620	65	4.2
L276	SOX (NBR)	3	7.500	90.00	135.00	+	4,716.0	532.84	2.880	73	1.8



Jaw L, C and H Type Dimensional Data

L, C and H Type Couplings



L Type, C Type & H Type Dimensional Data

Size	Style No	OAL in	G in	LTB in	SL in	CL in	T in	ID1 - ID2		OD in	CD in	HD in	Weight		Moment of Inertia (Solid) WR ² lb-in ²		
								Min Bore in	Max Bore mm				Min Bore lbs	Max Bore lbs			
L Type																	
L035	1	0.81	0.28	0.27	0.13	N/A	#6-32	0.125	3	0.375	10	0.63	N/A	0.63	0.10	0.10	0.003
L050	1	1.71	0.48	0.62	0.31	N/A	1/4-20	0.250	6	0.625*	16	1.08	N/A	1.08	0.30	0.20	0.054
L070	1	1.98	0.48	0.75	0.38	N/A	1/4-20	0.250	6	0.750	19	1.36	N/A	1.36	0.60	0.40	0.115
L075	1	2.13	0.50	0.82	0.31	N/A	1/4-20	0.250	6	0.875	22	1.75	N/A	1.75	1.00	0.80	0.388
L090	1	2.15	0.52	0.82	0.44	N/A	1/4-20	0.250	6	1.000	25	2.11	N/A	2.11	1.50	1.20	0.772
L095	1	2.51	0.52	1.00	0.44	N/A	5/16-18	0.437	11	1.125	29	2.11	N/A	2.11	1.80	1.30	0.890
L099	1	2.84	0.71	1.06	0.44	N/A	5/16-18	0.437	11	1.188	30	2.54	N/A	2.54	2.50	2.00	2.048
L100	1	3.48	0.71	1.38	0.44	N/A	5/16-18	0.437	11	1.375	35	2.54	N/A	2.54	3.20	2.40	2.783
L110	1	4.22	0.88	1.68	0.75	N/A	3/8-16	0.625	16	1.625	41	3.32	N/A	3.32	6.60	5.30	8.993
L150	1	4.50	1.00	1.75	0.75	N/A	3/8-16	0.625	16	1.875	48	3.75	N/A	3.75	8.80	7.00	11.477
L190	2	4.86	1.00	1.94	0.88	N/A	1/2-13	0.750	19	2.125	54	4.50	N/A	4.00	15.30	12.30	39.256
L225	2	5.34	1.00	2.18	1.00	N/A	1/2-13	0.750	19	2.625	67	5.00	N/A	4.25	19.60	15.00	65.000
L276	2	7.82	1.58	3.12	1.56	N/A	1/2-13	0.875	22	2.875	73	6.18	N/A	5.00	40.00	30.50	188.000
C Type																	
C226	3	7.00	1.50	2.75	1.38	0.12	1/2-13	0.875	22	2.500	64	5.15	5.50	4.12	29.00	22.00	74.000
C276	3	7.87	1.63	3.12	1.56	0.12	1/2-13	0.875	22	2.875	73	6.18	6.53	5.00	47.00	36.00	188.000
C280	3	7.87	1.63	3.12	1.56	0.12	1/2-13	1.250	32	3.000	76	7.50	7.81	5.50	61.00	49.00	362.000
C285	3	9.13	1.63	3.75	1.75	0.12	5/8-11	1.250	32	4.000	102	8.50	8.88	6.50	87.00	68.00	642.000
C295	3	9.38	1.88	3.75	1.88	0.12	5/8-11	1.500	38	3.500	89	9.12	9.62	6.25	97.00	78.00	862.000
C2955	3	10.38	1.88	4.25	2.12	0.12	5/8-11	1.750	44	4.000	102	9.12	9.62	7.12	117.00	90.00	932.000
H Type																	
H3067																	
SXB(NBR)	3	11.62	2.12	4.75	2.37	0.12	5/8-11	2.125	54	4.500	114	10.00	10.68	7.00	162.00	123.00	1,485.000
HYTREL*		11.62	2.12	4.75	2.37	0.12	5/8-11	2.125	54	4.000	102	10.00	10.68	7.00	162.00	123.00	1,485.000
H3567																	
SXB(NBR)	3	12.38	2.38	5.00	2.50	0.12	5/8-11	2.625	67	5.000	127	11.00	11.68	7.75	246.00	195.00	2,174.000
HYTREL		12.38	2.38	5.00	2.50	0.12	5/8-11	2.625	67	4.500	114	11.00	11.68	7.75	246.00	195.00	2,174.000
H3667																	
SXB(NBR)	3	13.88	2.62	5.63	2.81	0.12	3/4-10	3.000	76	5.625	143	12.00	12.45	8.75	262.00	190.00	3,591.000
HYTREL		13.88	2.62	5.63	2.81	0.12	3/4-10	3.000	76	5.000	127	12.00	12.45	8.75	262.00	190.00	3,591.000
H4067																	
SXB(NBR)	3	15.38	2.88	6.25	3.12	0.12	3/4-10	3.250	83	6.250	159	13.25	14.00	9.75	390.00	291.00	6,287.000
HYTREL		15.38	2.88	6.25	3.12	0.12	3/4-10	3.250	83	5.500	140	13.25	14.00	9.75	390.00	291.00	6,287.000
H4567																	
SXB(NBR)	3	17.12	3.12	7.00	3.50	0.12	3/4-10	3.500	89	7.000	178	14.50	15.75	10.75	575.00	435.00	10,565.000
HYTREL		17.12	3.12	7.00	3.50	0.12	3/4-10	3.500	89	6.000	152	14.50	15.75	10.75	575.00	435.00	10,565.000

- Notes:
- * Indicates: Without keyway.
 - 2 indicates: Maximum bore is less for H Type couplings with Hytrel due to increased torque capacity.
 - N/A indicates: Not Applicable.
 - Jaw coupling hubs are standard with one set screw, for two set screws see RRS & RRC sections.

ANEXO 6: FACTURAS Y PROFORMAS

GUAYAQUIL: Av. Juan Tanca Marengo, Km. 1,8 s/n y Av. José Santiago Castillo PBX: 2589900 • Fax: 04-2681901 Casilla 09-01-5600 BODEGA: Av. Domingo Comin #1750 - frente a La Piedad 3 Tels.: 2492480 - 2432315	SAMBORONDON: C. C. La Piazza Via a la Puntilla Km. Uno Av. Samborondón s/n Tels.: 2097780 - 2097761 GUAYLPLANTA: Km. 16,5 s/n Via Daule • Telf.: 2160189 - 2160086	CUENCA: Av. España 1437 y Turuhayco Tels.: 2865209 - 2862263 Casilla 01-01-975 Fax: 07-2809545	SANTO DOMINGO DE LOS COLORADOS: Km. 3 1/2 s/n Via a Chone Tels.: 3751459 - 3751461 Fax: 02-3751460	 <p>CONAUTO COMPAÑIA ANONIMA AUTOMOTRIZ R.U.C. 0990018685001</p>	QUITO: Av. 10 de Agosto N 40-12 y Av. Gaspar de Villarroel PBX: 2241555 - 2269208 • Fax: 02-2436994 Casilla 17-11-6033 y 17-11-6671 BODEGA: Panamericana Sur Km. 4,5 Guanoite y Pueblo Viejo • Tels.: 2670583 - 2670026	AMBATO: Via Baños Km. 2 1/2 y Av. Bolívariana s/n Telf.: 2846249 - 2845447 2845448 - 2850761 Fax: 03-2840630	MANTA: Av. 4 de Noviembre s/n intersección Km. 4 1/2 y calle "Y" PBX: 05-2958287 FAX: 05-2921424
--	---	---	--	---	---	---	--

R.U.C. 0401400965	CLIENTE: 00-0000 FAC 0467599 ESP	NUM. PEDIDO: 000000	FECHA PEDIDO: 13/ABR/2012	FACTURA 1	
REVELD. GALARRAGA JAIRO PAUL/ 18 DE SEPTIEMBRE Y MANUEL LARREA	TL. 9 2021216	G. REM. T	VEND. 97	DIG. 6V0	QUITO 003-001-000467599
QUITO	FECHA FACTURA: 13/ABR/2012 11:53				AUTORIZACION N° 1109763926 FECHA DE AUTORIZACION DEL 23/06/2011 VALIDO PARA SU EMISION HASTA 23/06/2012 CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCION N° 6925

CODIGO	DESCRIPCION DEL PRODUCTO	EMPAQUE	CANT./ORIG.	PRECIO UNIT. BRUTO	DSC.TOS.	IMPORTE NETO
01 RDO HD32	RANDO OIL HD 32	5 GLS	2 A	127,63	43,00	145,50

MERCADERIA
DESPACHADA

CONDICIONES DE PAGO		** CONTADO **		12%
			US\$	145,50
				17,46
				162,96

P.PARTIDA.: Av. 10 de Agosto M40-12

TRANSPORTISTA: _____ RUC o C/I: _____ P.LLEGADA.: 18 DE SEPTIEMBRE Y MANUEL LARREA

RECIBO DE COBRO: 009687 CAJERO: GARCES MONICA FEC: 2012/04/13 11:53 mi.: 20120413 Fecha Fin.: 20120423

FAC 467599 EN EFECTIVO 162,96 RECIBI CONFORME

RECIBI CONFORME 162,96

CANCELADO



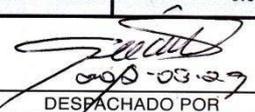
CANCELADO
ADQUIRIENTE

Nota.: EFECTIVO Y PERSONAL

NOMBRE, FIRMA Y SELLO

NOTA: DECLARO HABER RECIBIDO LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA A MI ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO. SUJETANDOME A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA Y CANCELAR LOS INTERESES DE MORA AUTORIZADOS POR LA LEY EN CASO DE RETRASO EN LOS PAGOS RESPECTIVOS. LA MERCADERIA VIAJA POR CUENTA Y RIESGO DEL CLIENTE. NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES.

www.conauto.com.ec

IMPORTANTE AL COMPRADOR								
1.- IVAN BOHMAN C.A. NO ACEPTA DEVOLUCIONES DE MERCADERIA SIN JUSTIFICACION UNA VEZ QUE ESTA HA SALIDO DEL ALMACEN 2.- LAS MERCADERIAS AMPARADAS EN ESTA FACTURA VIAJAN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR. 3.- SOBRE TODA FACTURA QUE NO SEA CANCELADA A SU VENCIMIENTO SE CARGARAN INTERESES LEGALES EN MORA Y COMISIONES DE COBRANZAS. 4.- NO RESPONDEMOS POR PERDIDAS OCURRIDAS EN EL TRANSITO DESPUES DE QUE LA MERCADERIA HA SALIDO DEL ALMACEN PARA CAMBIOS O DEVOLUCIONES SOLO MERCADERIA EN SU EMPAQUE ORIGINAL Y EN PERFECTO ESTADO. CANCELE SUS FACTURAS EN CHEQUE O MEDIANTE DEPOSITO A LAS CTAS. CTES: Produbanco 02006056934 , Pacifico 11135-7, Pichincha 31306954-04								
DATOS DEL CLIENTE								
CLIENTE: JAIRO REVELO			RUC / C.I.: 0401400965					
DIRECCION: AV-18 DE SEPTIEMBRE Y MANUEL LARREA								
CIUDAD ...			PROVINCIA ...			TELÉFONO : 092021216 FAX:		
DATOS DE FACTURA								
Factura: 003-003-000008477			FECHA : 3/29/2012					
CONDICIÓN VTA.: CONTADO			FECHA VENCIMIENTO: 3/29/2012					
CÓDIGO CLIENTE : 00070001479			ORDEN DE VENTA : 00019397_047					
CÓDIGO VENDEDOR : 11034			NOMBRE VENDEDOR : AGUILAR LUZURIAGA ORLANDO					
CÓDIGO FACTURADO: 11034			NOMBRE FACTURADOR: AGUILAR LUZURIAGA ORLAN					
GUIA DE REMISION								
OBSERVACIÓN: ESTUDIANTE								
MULTIVENCIMIENTOS								
ORIGINAL-ADQUIRIENTE								
MA	GR	REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	U	CANT	PVP	% DESC	TOTAL
31	01	1-760 (1045) 25 MM.	BARRA RED. 25 MM 760 AISI 1045 ACERO AL CARBONO	KG	7.00	3.3000	35.00	15.02
SUBTOTAL		DSCTO. ADICIONAL	BASE IMPONIBLE	IVA 12 %	BASE TARIFA 0%	NETO A PAGAR	USD 16.82	
15.02		0.00	15.02	1.80	0.00			
 DESPACHADO POR		RECIBI CONFORME			FIRMA AUTORIZADA		C.I.	
DEBO Y PAGARE A LA ORDEN DE IVAN BOHMAN C.A., EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA, EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MAS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MAXIMO INTERES LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO, EXIMEME DE PRESENTACION PARA EL PAGO ASI COMO POR FALTA DE ESTE HECHO, RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUECES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL O QUITO Y AL TRAMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCION DE IVAN BOHMAN C.A. O SUS CESIONARIOS ACEPTO QUE IVAN BOHMAN C.A. CEDA Y TRANSFIERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACION ALGUNA NI NUEVA ACEPTACION DE MI PARTE ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.								
NÚM. AUTORIZACIÓN: 1110667447			FECHA AUTORIZACIÓN: 2/1/2012			FECHA VALIDEZ: 2/1/2013		

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.
 Sirviendo al País desde 1935

Ruc: 0990320810001
 CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCIÓN 6925 DEL 4 DE JULIO DE 1995
 Guayaquil: Km 6 1/2 Vía a Daule Ave. Principal S/N. Conm: [593-4] 2254111
 Pbx: 6044000 / 2258666 Fax: [593-4] 2254159
 e-mail: ventas@ivanbohman.com.ec / compras@ivanbohman.com.ec
 Quito Norte: Av. Galo Plaza N66-211 - N66-227 y Los Cerezos. - Conm: [593-2] 2485324
 Fax: [593-2] 2485330 e-mail: ventasq@ivanbohman.com.ec
 Quito Sur: P.V. Maldonado y Ayapamba - Conm: [593-2] 3063002 Fax: [593-2] 2678755
 www.ivanbohman.com.ec



CANCELADO
 IVAN BOHMAN C.A.
 Caja N. 2

**VITOSTEEL CIA. LTDA.**

Dirección: Lagunas N65-38 y Bellavista
 Tel: 2479 788 Cel: 098046795 / 096072870 Fax: 2479 788
 E-mail: vitosteel@gmail.com - vitosteel@hotmail.com
 QUITO - ECUADOR

REPUESTOS PARA LA INDUSTRIA
 O'RINGS
 RETENEDORES
 POLÍMEROS
 MANGUERAS
 HIDRÁULICA
 NEUMÁTICA

CLIENTE : EPN	PROFORMA 2011-03544
ATENCIÓN : JAVIER TUFIÑO	TELÉFONO : (593) 2 2507 144 ext. 2426 / 084773003
DIRECCIÓN: Ladrón de Guevara E11 - 253. Quito, Ecuador	FECHA 14/03/2012
E-MAIL: javiertufino.d@gmail.com	VALIDEZ 15 DÍAS LABOR.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
1	UNIDAD HIDRÁULICA 2000PSI 1,3GPM, 220 AC trifásico Incluye: Bomba, manómetro, Válvula 4/3 manual con enclavamiento, motor 220V Tanque, regulador de presión, filtros, chek pilotada.	1	1597,97	1597,97
2	Cilindro hidráulico según lo solicitado	1	1100	1100,00
			SUBTOTAL	2697,97
			12% IVA	323,75
			TOTAL	3021,72

OBSERVACIONES:

La selección es de acuerdo a lo solicitado, se deja cotiza a parte los otros componentes, debido a que a pesar de que son necesarios no han sido solicitados y se deja al albedrío del comprador.

COND. PAGO: Contraentrega

ENTREGA: 20 días laborables

Todo lo cotizado en la oferta se encuentra según condiciones señaladas en la misma, salvo fuerza mayor.

La empresa se reserva el derecho de disponer de los bienes o servicios ofertados si no existe una orden de compra, anticipo o un compromiso de adquisición de los mismos.

TODO ERROR CRÍTICO ESTÁ SUJETO A CORRECCIÓN.

Ing. Freddy Ponce
 Asesor Técnico
 Cel: 096072870

www.vitosteel.com

PLANOS