



**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA**

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**“DISEÑO, RECONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL
SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE
UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS
PARA LA EMPRESA INDUCE DEL ECUADOR”.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
EN ELECTROMECAÁNICA.**

CUVI UNAPUCHA ISMAEL VICENTE

LARA JÁCOME OSCAR RODRIGO

Latacunga, Octubre 2011

CERTIFICACIÓN.

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado en su totalidad por los señores: ISMAEL VICENTE CUVI UNAPUCHA y OSCAR RODRIGO LARA JÁCOME, como requisito parcial para la obtención del título de ingeniero Electromecánico, bajo nuestra supervisión.

ING. OSCAR ARTEAGA
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. FAUSTO ACUÑA
CODIRECTOR DEL PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

ING. OSCAR ARTEAGA (DIRECTOR)

ING. FAUSTO ACUÑA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado **“DISEÑO, RECONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS PARA LA EMPRESA INDUCE DEL ECUADOR”** realizado por los señores: CUVI UNAPUCHA ISMAEL VICENTE y LARA JÁCOME OSCAR RODRIGO ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en forma portátil. Autorizan a los señores: CUVI UNAPUCHA ISMAEL VICENTE y LARA JÁCOME OSCAR RODRIGO que lo entregue al ING. JIMÉNEZ MARIO, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, Octubre del 2011.

Ing. Oscar Arteaga
DIRECTOR

Ing. Fausto Acuña
CODIRECTOR

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, CUVI UNAPUCHA ISMAEL VICENTE
LARA JÁCOME OSCAR RODRIGO

DECLARAMOS:

Que el proyecto de grado denominado “**DISEÑO, RECONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS PARA LA EMPRESA INDUCE DEL ECUADOR**” ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Octubre del 2011.

CUVI UNAPUCHA ISMAEL V.

CI: No.- 050290922-9

LARA JÁCOME OSCAR R.

CI: No.- 050296059-4

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, CUVI UNAPUCHA ISMAEL VICENTE
LARA JÁCOME OSCAR RODRIGO

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO, RECONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS PARA LA EMPRESA INDUCE DEL ECUADOR”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Octubre del 2011.

CUVI UNAPUCHA ISMAEL V.

CI: No.- 050290922-9

LARA JÁCOME OSCAR R.

CI: No.- 050296059-4

AGRADECIMIENTO.

Quiero expresar mis agradecimientos:

Principalmente a Dios por regalarme la vida y llenar siempre mi existencia de dicha y bendiciones, por concederme a mis maravillosos padres quienes siempre confiaron en mí, me dieron su apoyo, sus consejos, su amor y guiaron mi camino en las buenas y en las malas haciendo de mí un hombre de bien, y por conservarlos junto a mí para compartir estos momentos de felicidad, gracias mi Dios.

A mi hermano Omar y mi hermanita Rashel, quienes día a día fueron mi motivación para ser su ejemplo de superación y lucha, brindándome momentos de alegría y tristeza fundamental entre hermanos, gracias por todo el cariño brindado.

A mi amor Gaby por aparecer en mi camino y hacer de mi existencia aun más dichosa, por brindarme su amor, cariño, comprensión, inspiración y dedicación, por estar siempre conmigo en los momentos de tristeza y felicidad, porque siempre fui lo primero para tí y porque siempre me decías que todo saldrá bien, gracias mi amor eres todo para mí.

Mi gratitud y respeto para los Ingenieros Oscar Arteaga y Fausto Acuña directores del proyecto, por brindarnos sus conocimientos, criterios, consejos, paciencia y sobre todo por su valioso tiempo con lo cual se consiguió una feliz culminación de este proyecto.

Gracias a todos mis amigos quienes fueron mis panas durante todo el tiempo de estudio con quienes se compartió tantos momentos de aprendizaje, risas y locuras, gracias por su amistad sincera espero que jamás se olviden de los amigos.

Ismael Cuvi

AGRADECIMIENTO.

El deseo más grande en mi vida lo he realizado, ser un profesional, he cumplido con esta meta, por este éxito agradezco:

A Dios por darme salud y vida permitiéndome mediante mi esfuerzo, sacrificio, triunfos, llenarles de una gran felicidad a los seres que están junto a mi lado.

A mis Padres: Rodrigo e Hipatia quienes estuvieron apoyándome, guiándome, brindándome, su amor, cariño, comprensión para luchar contra los obstáculos que se me presenten, enseñándome valores y principios los cuales me vinieron formando para ser hombre de bien y cada día ser mejor; por eso y más les agradezco, respeto, valoro y amo mucho.

A mi hermano Alex por apoyarme incondicionalmente, estar pendiente de mi sea a mi lado o lejos compartiendo alegrías y tristezas siempre hemos continuado adelante logrando nuestros propósitos, gracias mi hermano querido.

A mis abuelitos Alfonso, Raquel, Rodolfo, Rebeca, quienes me apoyaron en todo sentido, enseñándome todas sus experiencias, con la alegría de compartir bellos momentos de mi vida.

A los ingenieros: Oscar Arteaga y Fausto Acuña quienes son profesionales excelentes y compartieron sus conocimientos para guiarnos y coordinar de la mejor manera para la realización de la tesis.

A la empresa Induce del Ecuador por ayudarnos mutuamente y permitirnos realizar la tesis concluyendo con éxito el proyecto realizado.

Oscar Lara

DEDICATORIA.

La presente tesis la dedico con todo amor y cariño:

A mis padres Miguel y Lupe, por nunca rendirse y ser tan trabajadores, por hacer hasta lo imposible para que nunca me falte nada, por ser tan valientes y haber buscado un futuro en tierras ajenas aunque separados y todo por su abnegación hacia sus hijos para darnos siempre lo mejor, esa siempre fue mi motivación para seguir adelante y forjarme como una persona de bien, por ello les digo que todo lo que me dieron fue aprovechado y valoré cada tristeza y lágrima derramada por ustedes mis padres queridos hasta conseguir este logro que espero no sea el último, pero espero que les haga muy felices y se los dedico con todo mi amor y respeto por ser los mejores padres, los adoro!.

A mi Gaby quien con su dedicación, comprensión y sobre todo su amor me mantuvo inspirado día a día sin permitirme decaer y siempre diciéndome que siga adelante, por mostrarme la hermosa vida que podemos tener y compartir juntos, este logro también es para ella con todo mi amor.

Ismael Cuvi

DEDICATORIA.

Que Dios me dé la sabiduría para descubrir lo correcto, la voluntad para elegirlo y la fuerza para hacer que perdure por esta motivación, sacrificio, entrega, dedico a:

A mi hijo Oscar Mateo quien desde el comienzo de su existir me cambió la vida, es mi inspiración de cada día ser mejor, seguir luchando, la razón de mi vivir.

A mi esposa... Katy Jacqueline quien incondicionalmente estuvo a mi lado brindándome amor, cariño, comprensión día a día compartiendo momentos inolvidables y únicos sean de felicidad o tristeza que siempre quedarán grabados, mi corazón.

Ustedes completan mi vida de felicidad, hacen que mi vida tenga un rumbo fijo, son la motivación para dedicarme obteniendo así culminar esta tesis; gracias por estar con migo son Mis Regalitos de Dios les Amo Mucho...

Oscar Lara

ÍNDICE DE CONTENIDOS.

CONTENIDO	PÁGINA
CERTIFICACIÓN	III
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	IV
AUTORIZACIÓN	V
AGRADECIMIENTO.	VI
DEDICATORIA.	VIII
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	X
ÍNDICE GENERAL.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XXI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XXVIII
ANEXOS.	XXXI
RESUMEN.....	XXXII
ABSTRACT.....	XXXIII
ANTECEDENTES.....	XXXIV
OBJETIVO GENERAL.	XXXV
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	XXXV
JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	XXXVI
METAS.	XXXVI

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1	PRENSA HIDRÁULICA.....	- 1 -
1.1.1	INTRODUCCIÓN.....	- 1 -
1.1.2	GENERALIDADES.....	- 2 -
1.1.2.1	Hidromecánica.	- 2 -
1.1.2.1.1	Hidrostática.	- 2 -
1.1.2.1.2	Principio de Pascal.	- 3 -
1.1.2.1.3	Aplicación del principio de Pascal.	- 3 -
1.1.2.2	Formas de Transmisión de la Energía.....	- 5 -
1.1.3	PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA.....	- 5 -
1.1.3.1	Magnitudes Físicas.....	- 6 -
1.1.3.2	Unidad de presión.	- 6 -
1.1.3.3	Ley de circulación.	- 7 -
1.1.3.4	Energía Hidráulica.	- 8 -
1.1.3.5	Instalaciones Hidráulicas.	- 9 -
1.1.4	TIPOS DE PRENSAS.....	- 10 -
1.1.4.1	Presas hidráulicas de simple efecto.....	- 10 -
1.1.4.2	Presas hidráulicas de doble acción.....	- 10 -
1.1.4.3	Presas hidráulicas de triple efecto.....	- 11 -
1.1.5	VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS....	- 11 -
1.1.6	APLICACIONES DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS.....	- 14 -
1.2	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....	- 14 -
1.2.1	FLUIDOS HIDRÁULICOS Y SUS PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS.	- 14 -
1.2.1.1	Viscosidad Apropriada.	- 15 -
1.2.1.2	Índice elevado de viscosidad.....	- 16 -

1.2.1.3	Película de aceite resistente.....	- 16 -
1.2.1.4	Capacidad elevada de lubricación.....	- 17 -
1.2.1.5	Demulsibilidad Elevada.	- 17 -
1.2.1.6	Baja cifra de neutralización.....	- 17 -
1.2.1.7	Estabilidad química.....	- 18 -
1.2.2	BOMBAS HIDRÁULICAS.....	- 18 -
1.2.2.1	Bomba hidráulica de engranajes con dentado exterior.	- 19 -
1.2.2.2	Bomba hidráulica de engranajes con dentado interior.	- 20 -
1.2.2.3	Bomba hidráulica de paletas.	- 21 -
1.2.2.4	Bombas de pistón.	- 22 -
1.2.2.4.1	Bomba de Pistón Radial.	- 22 -
1.2.2.4.2	Bombas de Pistón Axial.....	- 23 -
1.2.2.5	Motor que necesitan las bombas hidráulicas para moverse.	- 23 -
1.2.3	CENTRALES HIDRÁULICAS.....	- 25 -
1.2.3.1	El Tanque.	- 25 -
1.2.3.2	Filtro de aspiración.....	- 25 -
1.2.3.3	Filtro de retorno.....	- 26 -
1.2.3.4	Otros Elementos.	- 27 -
1.2.3.4.1	El nivel del Fluido.....	- 27 -
1.2.3.4.2	La temperatura del Fluido.	- 27 -
1.2.3.4.3	El Manómetro.....	- 28 -
1.2.3.5	Esquema básico de una central hidráulica.	- 28 -
1.2.4	ACCESORIOS HIDRÁULICOS.....	- 29 -
1.2.4.1	Mangueras y tuberías hidráulicas.....	- 29 -
1.2.4.1.1	Tuberías de acero.	- 30 -
1.2.4.1.2	Tuberías de cobre.	- 30 -
1.2.4.1.3	Tubos de hierro dúctil.	- 30 -
1.2.4.1.4	Tuberías y tubos de plástico.....	- 31 -
1.2.4.1.5	Mangueras hidráulicas.	- 31 -
1.2.4.2	Racores y acoplamientos flexibles.....	- 31 -
1.2.4.3	Cilindros Hidráulicos.	- 33 -

1.2.4.3.1	Parámetros para la selección de un cilindro hidráulico.....	- 33 -
1.2.4.3.2	Cilindro hidráulico tipo simple efecto.....	- 33 -
1.2.4.3.3	Cilindro hidráulico tipo doble efecto.	- 33 -
1.2.4.4	Válvulas Hidráulicas.	- 35 -
1.2.4.4.1	Válvulas Direccionales.....	- 35 -
1.2.4.4.2	Válvula reguladora de Presión.	- 36 -
1.2.4.4.3	Válvula reguladora de caudal.....	- 37 -
1.2.4.4.4	Válvula Antirretorno.	- 37 -
1.2.4.4.5	Válvula limitadora de presión.	- 38 -
1.2.4.4.6	Presóstato.	- 38 -
1.3	PROGRAMADORES (PLC's).	- 39 -
1.3.1	INTRODUCCIÓN.....	- 39 -
1.3.2	FUNCIONAMIENTO.....	- 40 -
1.3.3	TIPOS DE PROGRAMADORES.	- 40 -
1.3.3.1	Gama baja.....	- 40 -
1.3.3.2	Gama media.	- 40 -
1.3.3.3	Autómatas multiprocesadores.	- 41 -
1.3.4	LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN.....	- 41 -
1.3.4.1	KOP: Esquema de contactos.	- 41 -
1.3.4.2	FUP: Esquema de funciones.	- 42 -
1.3.5	CAMPOS DE APLICACIÓN.	- 42 -
1.3.6	VENTAJAS E INCONVENIENTES DEL PLC.	- 43 -
1.3.6.1	Ventajas del PLC.....	- 43 -
1.3.6.2	Inconvenientes del PLC.	- 44 -

CAPÍTULO II
REDISEÑO MECÁNICO Y DISEÑO HIDRÁULICO Y
ELÉCTRICO DE LA PRENSA

2.1	PARÁMETROS PARA EL REDISEÑO MECÁNICO.	- 45 -
2.1.1	MÉTODO PARA CALCULAR EL FACTOR DE DISEÑO.	- 46 -
2.1.1.1	Teoría de la distorsión de la energía o Tensión de Von Misses.	- 46 -
2.1.2	FACTOR DE DISEÑO (FS).	- 48 -
2.1.3	ESQUEMA GENERAL DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE CON SUS COMPONENTES MECÁNICOS.	- 48 -
2.1.4	DETERMINACIÓN DE CARGAS.	- 50 -
2.1.5	PROPIEDADES DE MATERIAL A EMPLEAR.	- 50 -
2.2	REDISEÑO DE LA MESA FIJA O BASTIDOR.	- 51 -
2.2.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA MESA FIJA O BASTIDOR.	- 52 -
2.2.2	REDISEÑO DE LA MESA FIJA O BASTIDOR UTILIZANDO SOLIDWORKS.	- 57 -
2.2.2.1	Tensión de Von Misses.	- 57 -
2.2.2.2	Desplazamiento resultante.	- 58 -
2.2.2.3	Factor de seguridad.	- 59 -
2.3	REDISEÑO DE LA MESA MÓVIL.	- 60 -
2.3.1	CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA MESA MÓVIL.	- 61 -
2.3.2	REDISEÑO DE LA MESA MÓVIL UTILIZANDO SOLIDWORKS.	- 64 -
2.3.2.1	Tensión de Von Misses.	- 65 -
2.3.2.2	Desplazamiento resultante.	- 65 -
2.3.2.3	Factor de seguridad.	- 66 -
2.4	REDISEÑO DE LAS COLUMNAS.	- 67 -
2.4.1	CÁLCULO DE LA COLUMNA.	- 68 -
2.5	REDISEÑO DEL EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	- 71 -
2.5.1	CÁLCULO DEL EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	- 71 -
2.6	REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL TANQUE DE ACEITE PRINCIPAL.	- 74 -

2.6.1	TENSIÓN DE VON MISES.	- 74 -
2.6.2	DESPLAZAMIENTO RESULTANTE.	- 75 -
2.6.3	FACTOR DE SEGURIDAD.	- 76 -
2.7	MODELADO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA PRENSA HIDROGARNE.	- 76 -
2.8	PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE.	- 77 -
2.9	PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.	- 77 -
2.9.1	CICLO DE TRABAJO.	- 78 -
2.9.2	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.	- 80 -
2.9.3	CÁLCULO DE PRESIÓN Y CAUDAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO.	- 82 -
2.9.3.1	Presiones.	- 83 -
2.9.3.2	Caudales.	- 83 -
2.9.4	TABLA DEL CICLO DE TRABAJO.	- 85 -
2.9.5	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DEL SISTEMA.	- 86 -
2.9.6	SIMULACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA PRENSA.	- 88 -
2.10	PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.	- 93 -
2.10.1	DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO.	- 96 -
2.10.2	SIMULACIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO.	- 98 -
2.10.2.1	Simulación del circuito de control automático.	- 99 -
2.10.2.2	Simulación del circuito de control manual.	- 101 -
2.10.3	DISEÑO DEL CIRCUITO DE POTENCIA.	- 103 -
2.10.4	SIMULACIÓN DEL CIRCUITO DE POTENCIA.	- 103 -
2.11	PLANOS DEL CABLEADO ELÉCTRICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE.	- 104 -

CAPÍTULO III
SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA
HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE LA PRENSA

3.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS DEL SISTEMA.....	- 105 -
3.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS.....	- 105 -
3.1.2 CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL SISTEMA HIDRÁULICO (H_L).....	- 106 -
3.1.2.1 Pérdidas de energía en la línea de succión.	- 106 -
3.1.2.2 Pérdidas de energía en la línea de descarga.	- 110 -
3.1.2.3 Pérdidas de energía en las líneas de avance y retroceso.	- 113 -
3.1.3 DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DE ACEITE.	- 117 -
3.2 SELECCIÓN Y UTILIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	- 119 -
3.2.1 UTILIZACIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.	- 119 -
3.2.2 UTILIZACIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO.....	- 121 -
3.2.3 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA PARA LA SUCCIÓN Y DESCARGA DE LA BOMBA.....	- 122 -
3.2.4 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA PARA LA CIRCULACIÓN DEL FLUIDO HACIA EL CILINDRO HIDRÁULICO.....	- 123 -
3.2.5 SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS Y ACOPLÉS.....	- 124 -
3.2.6 UTILIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS DIRECCIONALES.....	- 126 -
3.2.7 UTILIZACIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.	- 129 -
3.2.8 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.....	- 130 -
3.2.9 UTILIZACIÓN DE LA VÁLVULA ANTIRRETORNO O CHECK.	- 132 -
3.2.10 UTILIZACIÓN DEL FILTRO DE ACEITE HIDRÁULICO PARA LA SUCCIÓN.....	- 133 -
3.2.11 UTILIZACIÓN DEL MANÓMETRO HIDRÁULICO.....	- 134 -
3.3 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	- 135 -

3.3.1 UTILIZACIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO PARA ACCIONAR LA BOMBA HIDRÁULICA.....	- 135 -
3.3.2 SELECCIÓN DE SELECTORES, PULSADORES Y LUCES INDICADORAS.....	- 137 -
3.3.3 SELECCIÓN DE INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS....	- 141 -
3.3.4 SELECCIÓN DE CONTACTORES Y GUARDAMOTOR.....	- 144 -
3.3.5 SELECCIÓN DEL CONDUCTOR ELÉCTRICO.....	- 145 -
3.3.5.1 Conductor del circuito de control.....	- 147 -
3.3.5.2 Conductor del circuito de potencia.....	- 147 -
3.3.6 SELECCIÓN DE RELÉS AUXILIARES.....	- 149 -
3.3.7 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE CORRIENTE CONTINUA. ...	- 151 -
3.3.8 UTILIZACIÓN DE FINALES DE CARRERA Y SENSOR INDUCTIVO.....	- 152 -
3.3.9 SELECCIÓN DE ELEMENTOS ADICIONALES.....	- 154 -
3.3.10 SELECCIÓN Y PROGRAMACIÓN DEL PLC.....	- 155 -
3.3.10.1 Arquitectura del PLC.....	- 155 -
3.3.11 UTILIZACIÓN DEL TABLERO DE MANDO Y CONTROL.....	- 157 -

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA MECÁNICO.....	- 158 -
4.1.1 MONTAJE DEL TANQUE SUPERIOR DE ACEITE.....	- 159 -
4.1.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA LLAVE PARA LA DESCARGA DEL TANQUE PRINCIPAL DE ACEITE.....	- 160 -
4.1.3 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL TABLERO DE MANÓMETROS Y PRESÓSTATOS PARA LA VISUALIZACIÓN DE PRESIONES DEL SISTEMA.....	- 162 -
4.1.3.1 Corte y trazado.....	- 162 -
4.1.3.2 Doblado y pintado.....	- 164 -

4.1.4	MONTAJE DEL MOTOR ELÉCTRICO Y LA BOMBA HIDRÁULICA.....	- 165 -
4.2.	MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	- 166 -
4.2.1	MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE ALTA PRESIÓN.....	- 167 -
4.2.1.1	Montaje del bloque manifold principal.....	- 167 -
4.2.1.2	Montaje de tuberías, mangueras y acoples hidráulicos.....	- 167 -
4.2.1.3	Montaje de Válvulas direccionales, check y reguladora de presión.....	- 169 -
4.2.2	MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE BAJA PRESIÓN.....	- 170 -
4.2.2.1	Montaje del bloque manifold secundario.....	- 170 -
4.2.2.2	Montaje de tuberías, mangueras y acoples hidráulicos.....	- 171 -
4.2.2.3	Montaje de Electroválvulas direccionales.....	- 172 -
4.2.3	MONTAJE DEL FILTRO DE ACEITE HIDRÁULICO.....	- 173 -
4.2.4	LLENADO DEL TANQUE DE ACEITE HIDRÁULICO.....	- 176 -
4.2.5	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN VISOR DE NIVEL DE ACEITE.....	- 177 -
4.3.	MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	- 178 -
4.3.1	RECONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL TABLERO DE MANDO Y CONTROL.....	- 178 -
4.3.2	IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE MANDO Y CONTROL.....	- 181 -
4.3.3	IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE FUERZA Y ACTUADORES.....	- 182 -
4.3.4	MONTAJE DE LOS MICROSWITCH Y SENSOR INDUCTIVO.....	- 182 -
4.3.5	PROGRAMACIÓN DEL MICRO PLC LOGO! 230RC.....	- 184 -
4.3.5.1	Programación del circuito de control en el LOGO! 230RC.....	- 184 -
4.3.5.2	Conexión de la PC con el LOGO! 230RC.....	- 189 -

CAPÍTULO V

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	- 192 -
5.1.1 PRUEBA DE LÍQUIDOS PENETRANTES EN LAS COLUMNAS GUÍAS.....	- 192 -
5.1.2 PRUEBA DE MOVIMIENTO DEL VÁSTAGO CON LA MESA MÓVIL.....	- 196 -
5.2. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA PRENSA.	- 197 -
5.2.1 VERIFICACIÓN DE FUGAS DE ACEITE HIDRÁULICO.....	- 197 -
5.2.2 PRUEBAS DE PRESIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO.....	- 198 -
5.3. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.....	- 200 -
5.3.1 PRUEBA DE COMUNICACIÓN DEL SOFTWARE LOGO!SOFT COMFORT V6.0 CON EL PLC LOGO! 230RC.....	- 201 -
5.3.2 PRUEBA DE SENSORES DE POSICIÓN.....	- 203 -
5.3.3 PRUEBA DE ACTIVACIÓN DE LOS ACTUADORES.	- 203 -
5.3.4 PRUEBA DE LUCES INDICADORAS DEL TABLERO DE CONTROL.	- 204 -
5.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.	- 205 -
5.5. RESULTADOS DE PRESIONES EN LA PRENSA HIDRÁULICA SEGÚN LA APLICACIÓN ASIGNADA.....	- 207 -
5.5.1 PRUEBA DE PRENSADO EN VARILLAS DE HIERRO.	- 207 -
5.5.1.1 Datos obtenidos para la selección de la presión en la prensa hidráulica para el doblado de varillas.	- 209 -
5.5.2 PRUEBA DE PRENSADO EN LÁMINAS DE TOL.	- 214 -
5.5.2.1 Datos obtenidos para la selección de la presión en la prensa hidráulica para el estampado de láminas de tol de 0,9mm.....	- 216 -
5.6. ANÁLISIS FINANCIERO.	- 219 -

5.6.1	ANÁLISIS DE COSTOS.	- 219 -
5.6.1.1	Elementos hidráulicos.	- 220 -
5.6.1.2	Elementos eléctricos.	- 220 -
5.6.1.3	Elementos mecánicos.	- 221 -
5.6.1.4	Otros materiales.	- 222 -
5.6.1.5	Flujos de caja.	- 223 -
5.6.2	VALOR PRESENTE NETO (VPN).	- 224 -
5.6.3	TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).	- 225 -
5.6.4	PERÍODO REAL DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PRI).	- 226 -
5.6.4.1	Recuperación de la inversión.	- 226 -
5.6.5	RELACIÓN BENEFICIO - COSTO (RBC).	- 226 -
5.6.6	INTERPRETACIÓN DEL ANÁLISIS FINANCIERO.	- 228 -

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1.	CONCLUSIONES.	- 229 -
6.2	RECOMENDACIONES.	- 232 -
	BIBLIOGRAFÍA.	- 234 -

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1.1: Principio de Pascal (Prensa Hidráulica)	- 3 -
Figura 1.2: Principios fundamentales.....	- 6 -
Figura 1.3: Ley de Circulación	- 7 -
Figura 1.4: Bomba hidráulica de engranajes con dentado exterior	- 20 -
Figura 1.5: Bomba hidráulica de engranajes con dentado interior	- 21 -
Figura 1.6: Bomba hidráulica de paletas.....	- 21 -
Figura 1.7: Bomba de pistón radial.....	- 22 -
Figura 1.8: Bomba de pistón axial	- 23 -
Figura 1.9: Esquema básico de una central hidráulica.....	- 29 -
Figura 1.10: Racores y acoplamientos flexibles	- 32 -
Figura 1.11: Cilindro hidráulico de doble efecto	- 34 -
Figura 1.12: Válvula de control direccional.....	- 36 -
Figura 1.13: Válvula reguladora de presión.....	- 37 -
Figura 1.14: Válvula de control de flujo	- 37 -
Figura 1.15: Válvula antirretorno.....	- 38 -
Figura 1.16: Válvula limitadora de presión	- 38 -
Figura 1.17: Presóstato regulable.....	- 39 -
Figura 1.18: Correspondencia entre el símbolo eléctrico y el símbolo KOP.....	- 41 -
Figura 1.19: Equivalencia entre las puertas lógicas y el formato electrotécnico	- 42 -

CAPÍTULO II

Figura 2.1: Esquema general de la prensa hidráulica.....	- 49 -
Figura 2.2: Mesa fija o bastidor de la prensa	- 51 -

Figura 2.3: Diagrama de Distribución de carga, Fuerza Cortante, Momento Flector y Curva Elástica	52 -
Figura 2.4: Esfuerzos principales de flexión y cortante	56 -
Figura 2.5: Tensión de Von Misses generada en la mesa fija	58 -
Figura 2.6: Desplazamiento resultante en la mesa fija	58 -
Figura 2.7: Deformación producida en la mesa fija	59 -
Figura 2.8: Factor de diseño para la mesa fija	60 -
Figura 2.9: Mesa móvil de la prensa	60 -
Figura 2.10: Diagrama de Distribución de carga, Fuerza Cortante, Momento Flector y Curva Elástica	61 -
Figura 2.11: Esfuerzos principales de flexión y cortante	64 -
Figura 2.12: Tensión de Von Misses generada en la mesa móvil	65 -
Figura 2.13: Desplazamiento resultante en la mesa móvil	66 -
Figura 2.14: Deformación producida en la mesa móvil	66 -
Figura 2.15: Factor de diseño para la mesa móvil	67 -
Figura 2.16: Columnas de la prensa hidráulica	68 -
Figura 2.17: Distribución de carga en la columna de la prensa	69 -
Figura 2.18: Factor de diseño para la columna	72 -
Figura 2.19: Tensión de Von Misses generada en la estructura	74 -
Figura 2.20: Desplazamiento resultante en la estructura	75 -
Figura 2.21: Deformación producida en la estructura	75 -
Figura 2.22: Factor de diseño para la estructura	76 -
Figura 2.23: Diagrama posición – tiempo del ciclo de trabajo	80 -
Figura 2.24: Diagrama posición – tiempo del funcionamiento de la prensa	82 -
Figura 2.25: Bloque principal para el montaje válvulas hidráulicas	86 -
Figura 2.26: Diagrama de conductos internos del bloque principal	87 -
Figura 2.27: Bloque secundario para el montaje de electroválvulas	87 -
Figura 2.28: Diagrama de conductos internos del bloque secundario	87 -
Figura 2.29: Circuito hidráulico del sistema (software FESTO FluidSIM)	88 -
Figura 2.30: Recirculación al tanque hidráulico	89 -
Figura 2.31: Generación de presión para pilotar las válvulas direccionales	89 -

Figura 2.32: Utilización del tanque superior de aceite.....	- 90 -
Figura 2.33: Válvulas de control de avance y velocidad en serie	- 91 -
Figura 2.34: Circuito hidráulico de alta presión para el prensado	- 91 -
Figura 2.35: Circuito hidráulico de la secuencia de retroceso	- 92 -
Figura 2.36: Circuito hidráulico del accionamiento del botador	- 93 -
Figura 2.37: Diseño del sistema eléctrico de mando y control	- 94 -
Figura 2.38: Diagrama Posición – Tiempo de control manual	- 95 -
Figura 2.39: Diagrama Posición – Tiempo de control automático	- 95 -
Figura 2.40: Secuencia de activación de bobinas de las electroválvulas ..	- 97 -
Figura 2.41: Circuito de control automático – Parte 1	- 99 -
Figura 2.42: Circuito de control automático – Parte 2.....	- 99 -
Figura 2.43: Circuito de control automático – Parte 3	- 100 -
Figura 2.44: Circuito de control automático – Parte 4.....	- 100 -
Figura 2.45: Circuito de control manual – Parte 1	- 101 -
Figura 2.46: Circuito de control manual – Parte 2.....	- 102 -
Figura 2.47: Circuito de control manual – Parte 3.....	- 102 -
Figura 2.48: Circuito de control manual – Parte 4.....	- 102 -
Figura 2.49: Cilindros hidráulicos de la prensa y botador accionados ...	- 103 -
Figura 2.50: Diagrama del circuito de potencia (software CADe_SIMU)	- 104 -

CAPÍTULO III

Figura 3.1: Dimensiones del tanque de aceite principal en milímetros ..	- 119 -
Figura 3.2: Bomba hidráulica Hydrotec A10VO	- 120 -
Figura 3.3: Ayuda para seleccionar el tamaño de tuberías	- 122 -
Figura 3.4: Tubería de acero en la prensa hidráulica	- 124 -
Figura 3.5: Mangueras y acoples hidráulicos.....	- 126 -
Figura 3.6: Válvula direccional principal	- 127 -
Figura 3.7: Electroválvula que pilota la válvula direccional principal ...	- 128 -
Figura 3.8: Electroválvulas seleccionadas, superior (4/3), inferior (4/2)-	- 129 -

Figura 3.9: Válvula reguladora de presión.....	- 130 -
Figura 3.10: Válvula reguladora de caudal	- 132 -
Figura 3.11: Válvula antirretorno o check	- 133 -
Figura 3.12: Filtro de aceite hidráulico.....	- 134 -
Figura 3.13: Manómetro hidráulico	- 135 -
Figura 3.14: Motor eléctrico para accionar la bomba hidráulica	- 137 -
Figura 3.15: Selectores de tres posiciones	- 139 -
Figura 3.16: Pulsadores eléctricos	- 139 -
Figura 3.17: Interruptor de emergencia tipo pulsar-tirar.....	- 140 -
Figura 3.18: Luces indicadoras	- 141 -
Figura 3.19: Interruptores termomagnéticos para el tablero de control ..-	143 -
Figura 3.20: Contactores y relé térmico del circuito de fuerza	- 145 -
Figura 3.21: Relés auxiliares con base incluida.....	- 151 -
Figura 3.22: Fuente de corriente continua armada.....	- 152 -
Figura 3.23: Final de carrera y sensor inductivo.....	- 153 -
Figura 3.24: Canaleta, borneras y riel DIN	- 154 -
Figura 3.31: Distribución de espacios en el tablero de control.....	- 157 -

CAPÍTULO IV

Figura 4.1: Prensa hidráulica Hidrogarne ensamblada	- 158 -
Figura 4.2: Sujeción del tanque de aceite superior	- 159 -
Figura 4.3: Capaceta montada en el interior del tanque.....	- 160 -
Figura 4.4: Válvula de mariposa para descargar el aceite del tanque principal -	160 -
Figura 4.5: Brida con bocín para el montaje de la válvula de mariposa .-	161 -
Figura 4.6: Bocín de la brida soldado a la base del tanque	- 161 -
Figura 4.7: Montaje de la válvula de mariposa en el tanque principal de aceite	- 162 -
Figura 4.8: Corte de la plancha de acero para la construcción	- 163 -
Figura 4.9: Trazado de la ubicación de los elementos	- 163 -

Figura 4.10: Corte y pulido de las circunferencia.....	164 -
Figura 4.11: Doblado del tablero de manómetros y presóstatos	164 -
Figura 4.12: Montaje del tablero de manómetros y presóstatos.....	165 -
Figura 4.12: Motor montado en las bases soldadas	166 -
Figura 4.13: Acople del motor eléctrico con la bomba hidráulica.....	166 -
Figura 4.14: Bloque manifold principal	167 -
Figura 4.15: Corte de tuberías con bridas para montaje en el bloque	168 -
Figura 4.16: Tuberías y mangueras montadas en el bloque manifold.....	168 -
Figura 4.17: Mantenimiento y limpieza de las válvulas hidráulicas.....	169 -
Figura 4.18: Válvulas hidráulicas montadas en el bloque manifold	170 -
Figura 4.19: Bloque manifold secundario	170 -
Figura 4.20: Tuberías del circuito de baja presión instaladas	171 -
Figura 4.21: Mangueras instaladas y conectores tipo JIC macho	171 -
Figura 4.22: Mangueras y tuberías montadas en el bloque manifold secundario	172 -
Figura 4.23: Electroválvulas montadas en el bloque manifold secundario	173 -
Figura 4.24: Electroválvula montada en la válvula direccional principal	173 -
Figura 4.25: Rosca NPT y mecanizado en la brida.....	174 -
Figura 4.26: O-ring de la brida para evitar fugas de aceite	174 -
Figura 4.27: Montaje de las bridas a la entrada de la bomba.....	175 -
Figura 4.28: Filtro de aceite montado en la línea de succión.....	175 -
Figura 4.29: Limpieza del filtro de la entrada de aceite.....	176 -
Figura 4.30: Llenado del tanque de aceite utilizando bomba manual.....	176 -
Figura 4.31: Tanque principal sin visor de aceite	177 -
Figura 4.32: Visor de aceite montado en el tanque.....	178 -
Figura 4.33: Reconstrucción del tablero de control	179 -
Figura 4.34: Elementos eléctricos montados en la placa del tablero de control	179 -
Figura 4.35: Cableado del circuito de control.....	181 -
Figura 4.36: Tablero de control sujeto a la estructura de la prensa	181 -
Figura 4.36: Cableado del circuito de fuerza y actuadores	182 -

Figura 4.37: Montaje de los microswitch y sensor inductivo	183 -
Figura 4.38: Cableado de los microswitch y sensor inductivo	183 -
Figura 4.39: Platina montada en la regleta para activación del sensor ...	184 -
Figura 4.40: Ventana de inicio, selección de lenguaje.....	185 -
Figura 4.41: Determinación del LOGO! y módulos	185 -
Figura 4.42: Conexiones utilizadas para el programa de control.....	186 -
Figura 4.43: Líneas de programación para el arranque Y- Δ	187 -
Figura 4.44: Simulación en el software del arranque Y- Δ	187 -
Figura 4.45: Cable de conexión LOGO! – PC puerto USB.....	189 -
Figura 4.46: Conexión entre la PC y el micro PLC LOGO! 230RC	190 -
Figura 4.47: Barra de herramientas “Estándar” para transferencia de datos	190 -
Figura 4.48: Tablero de control para el funcionamiento de la prensa.....	191 -
Figura 4.49: Prensa Hidráulica Hidrogarne de 300 Toneladas	191 -

CAPÍTULO V

Figura 5.1: Columnas guías que soportan la prensa hidráulica.....	193 -
Figura 5.2: Líquidos especiales para la prueba de fisuras.....	193 -
Figura 5.3: Izq: Columna con oxido, Der: Aplicación del limpiador en la columna	194 -
Figura 5.4: Aplicación del líquido penetrante en las columnas	195 -
Figura 5.5: Aplicación del líquido revelador en las columnas.....	196 -
Figura 5.6: Mesa móvil al inicio del proyecto	196 -
Figura 5.7: Acoples en los que existían fugas de aceite.....	197 -
Figura 5.8: O-rings colocados en las válvulas del bloque manifold	198 -
Figura 5.9: Probeta para las pruebas de presión.....	199 -
Figura 5.10: Válvula reguladora de presión del sistema hidráulico.....	200 -
Figura 5.11: Conexión con el cable de datos entre la PC → LOGO!	201 -
Figura 5.12: Barra de herramientas “Estándar” para transferencia de datos	201 -
Figura 5.13: Pasos para la actualización de la versión del software	202 -

Figura 5.14: Luces de activación en los relés auxiliares	203 -
Figura 5.15: Activación de las bobinas de los contactores del motor	204 -
Figura 5.16: Luces de señalización en el tablero de control	205 -
Figura 5.17: Doblado de varillas en la prensa hidráulica.....	208 -
Figura 5.18: Datos que intervienen en la fuerza de doblado.....	209 -
Figura 5.19: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de ½ pulgada	211 -
Figura 5.20: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de 1 pulgada	213 -
Figura 5.21: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de 1 ½ pulgada	214 -
Figura 5.22: Estampado en lámina de tol en la prensa hidráulica.....	216 -
Figura 5.23: Datos de la prueba de estampado en lámina de tol.....	217 -
Figura 5.24: Selección de la presión en función de la fuerza para una lámina de tol de 0,9mm.....	219 -

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

Tabla 1.1. Hidráulica.....	- 5 -
Tabla 1.2. Características importantes de las bombas hidráulicas	- 24 -
Tabla 1.3. Clasificación válvulas direccionales	- 36 -

CAPÍTULO II

Tabla 2.1. Características del AISI 1040CD	- 51 -
Tabla 2.2. Ciclo de trabajo	- 85 -
Tabla 2.3. Denominaciones para las bobinas de las electroválvulas.....	- 96 -

CAPÍTULO III

Tabla 3.1. Resumen de los factores de selección de depósito.....	- 118 -
Tabla 3.2. Características de la bomba hidráulica Hydrotec.....	- 120 -
Tabla 3.3. Características del aceite hidráulico ISO VG 68	- 121 -
Tabla 3.4. Vida probable de un fluido hidráulico	- 121 -
Tabla 3.5. Características de la tubería de acero cédula 40	- 123 -
Tabla 3.6. Matriz de ponderación de fabricantes de mangueras y acoples	- 125 -
Tabla 3.7. Características de la válvula direccional principal.....	- 127 -
Tabla 3.8. Características de la electroválvula.....	- 128 -
Tabla 3.9. Cantidad de electroválvulas que se utilizarán	- 129 -
Tabla 3.10. Características de la válvula reguladora de presión	- 130 -
Tabla 3.11. Matriz de ponderación de válvulas reguladoras de caudal ..	- 131 -
Tabla 3.12. Características de la válvula reguladora de caudal	- 131 -

Tabla 3.13. Características de la válvula antirretorno.....	132 -
Tabla 3.14. Características del manómetro	134 -
Tabla 3.15. Características del motor eléctrico	136 -
Tabla 3.16. Matriz de ponderación de elementos actuadores e indicadores	138 -
Tabla 3.17. Características del selector.....	138 -
Tabla 3.18. Características del pulsador	139 -
Tabla 3.19. Características del interruptor de emergencia.....	140 -
Tabla 3.20. Características de luz indicadora	140 -
Tabla 3.21. Matriz de ponderación de interruptores termomagnéticos....	142 -
Tabla 3.22. Interruptores termomagnéticos del tablero de control	144 -
Tabla 3.23. Características del contactor de fuerza	145 -
Tabla 3.24. Matriz de ponderación de conductores eléctricos	146 -
Tabla 3.25. Características del conductor del circuito de control	147 -
Tabla 3.26. Características del conductor del circuito de potencia.....	149 -
Tabla 3.27. Matriz de ponderación de relés auxiliares	150 -
Tabla 3.28. Características del relé auxiliar	151 -
Tabla 3.29. Características de la fuente de voltaje DC.	152 -
Tabla 3.30. Características del final de carrera	153 -
Tabla 3.31. Características del sensor inductivo	154 -
Tabla 3.32. Características básicas del LOGO!	156 -

CAPÍTULO IV

Tabla 4.1. Elementos del tablero del control	180 -
Tabla 4.2. Denominaciones de las variables de entrada.....	188 -
Tabla 4.3. Denominaciones de las variables de salida	188 -

CAPÍTULO V

Tabla 5.1. Presiones del sistema hidráulico de la prensa	199 -
Tabla 5.2. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de ½ pulgada.....	210 -
Tabla 5.3. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de 1 pulgada.....	212 -
Tabla 5.4. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de 1 ½ pulgada.....	213 -
Tabla 5.5. Fuerza y presión necesarias para el estampado de una lámina de tol de 0,9mm de espesor.....	218 -
Tabla 5.6. Gastos que se tuvieron en los elementos hidráulicos.....	220 -
Tabla 5.7. Gastos que se tuvieron en los elementos eléctricos	220 -
Tabla 5.8. Gastos que se tuvieron en los elementos mecánicos.....	221 -
Tabla 5.9. Gastos que se tuvieron en otros materiales	222 -
Tabla 5.10. Gastos totales en todos los elementos.....	222 -
Tabla 5.11. Inversión inicial que se utilizó en la prensa Hidrogarne.....	223 -
Tabla 5.12. Inversión año 1 proyectada de la prensa Hidrogarne.....	223 -
Tabla 5.13. Proyección del flujo de caja para 5 años.....	224 -
Tabla 5.14. Rango de valores límites para que el proyecto sea económicamente viable.....	227 -
Tabla 5.15. Rango de valores obtenidos en el análisis financiero	227 -

ANEXOS.

ANEXO A: SELECCIÓN DE ELEMENTOS.

Anexo A-1: Bomba hidráulica.

Anexo A-2: Normas técnicas de tubos.

Anexo A-3: Tubos de acero ASTM A-53.

Anexo A-4: Mangueras y acoples hidráulicos DUNFLEX.

Anexo A-5: Electroválvulas direccionales VICKERS.

Anexo A-6: Válvula reguladora de caudal VICKERS.

Anexo A-7: Válvula check VICKERS.

Anexo A-8: Manómetro hidráulico DEWIT.

Anexo A-9: Selectores, pulsadores y luces indicadoras SIEMENS.

Anexo A-10: Interruptores termomagnéticos LS.

Anexo A-11: Contactor y relé térmico LS.

Anexo A-12: Conductores eléctricos ELECTROCABLES.

Anexo A-13: Relés auxiliares RELECO.

Anexo A-14: Características técnicas del micro PLC LOGO! 230RC.

ANEXO B: PLANOS CONSTRUCTIVOS.

Anexo B-1: Modelado y simulación del sistema mecánico de la prensa.

ANEXO C: PROGRAMACIÓN EN PLC LOGO! 230RC.

ANEXO D: SOLDADURA.

Anexo D-1: Electrodo recubiertos utilizados para soldar.

Anexo D-2: Especificación de procedimiento de soldadura (WPS).

ANEXO E: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA.

Anexo E-1: Prueba de doblado de varillas.

Anexo E-2: Prueba de estampado en lámina de tol.

ANEXO F: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

RESUMEN.

La presente tesis consiste en el DISEÑO, RECONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS, la misma que no estaba en funcionamiento debido que sus sistemas se encontraban obsoletos, luego del desarrollo del proyecto se consiguió ponerla en marcha para su aplicación en la pequeña industria.

En el sistema mecánico, el rediseño de los componentes mecánicos se lo realizó de forma analítica y tecnológica utilizando el software SolidWorks 2010, de esta manera se verificó que estos elementos tengan un adecuado factor de seguridad el cual afirma que no fallarán al someterlos a la fuerza y presión en el proceso de prensado.

En el sistema hidráulico, el diseño se lo realizó considerando la presión, caudal y potencia necesaria del motor para obtener una fuerza de prensado de 300 TON, con esto se dimensionó los elementos direccionales, elementos de control y regulación, logrando satisfacer un ciclo de trabajo determinado; además se utilizó bloques de acero (manifold) para la distribución de las presiones y el montaje de las válvulas hidráulicas.

En el sistema eléctrico, el diseño del circuito electrohidráulico se lo realizó utilizando el método de cascada, con el cual se consiguió una secuencia para la activación de cada una de las electroválvulas que intervienen en el accionamiento de la prensa, y el control automático se consiguió utilizando un micro PLC LOGO el cual controló tanto las variables de entrada y salida de todos los elementos eléctricos de la prensa hidráulica aumentando así su rapidez de operación.

ABSTRACT.

In the mechanical system, the redesign of the mechanical components made it analytically and technology using SolidWorks 2010 software, so it was verified that these items have adequate safety factor which states they will not fail when subjected to the force and pressure in the pressing process.

In the hydraulic system, the design was done by considering the pressure, flow and engine power required to obtain a pressing force of 300 tons, with this size the directional elements, control elements and control, complying with a duty cycle determined, also used steel blocks (manyfold) for pressure distribution and installation of the hydraulic valves.

In the electrical system, electro circuit design made it using the waterfall method, with which a sequence was obtained for the activation of each of the valves involved in the operation of the press, and the automatic control was achieved LOGO using a micro PLC which controls both the input and output variables of all electrical components of the hydraulic press increasing its speed of operation.

ANTECEDENTES.

INDUCE DEL ECUADOR es una empresa joven que nació con la idea de satisfacer necesidades y desarrollar en nuestro país un sistema moderno de automatización para puertas inteligentes.

Se dedica también a la elaboración de paneles decorativos en diferentes modelos en tol negro y galvanizado y toda clase de cerrajería en metal mecánica. Fue fundada por el Sr. Wilmer Guillermo Culqui Duque actual Gerente Propietario en 1998. En la actualidad Induce del Ecuador se dedica a la fabricación, distribución, comercialización de sus propios modelos de:

- Puertas manuales y/o automáticas.
- Paneles.
- Bujes, grandes y pequeños.
- Barrotes varios modelos.
- Lanzas de tol.
- Forja hierro.
- Varillas decorativas.

Brindando a la colectividad seguridad, garantía en cada uno de sus productos con la garantía de sus ocho años al servicio de nuestro país, provincia y cantón.

INDUCE DEL ECUADOR cuenta con una prensa marca Hidrogarne, la misma que actualmente está fuera de servicio sin dar ningún tipo de beneficio a la empresa, la máquina posee 4 columnas, 1 mesa fija y una móvil, un tanque de almacenamiento de aceite las cuales no han estado en funcionamiento alrededor de tres años, tan solo estos elementos constituyen la estructura de la prensa, los cuales se encuentran en buenas condiciones para ser modificadas dándoles su mantenimiento respectivo y luego proceder a la automatización de la máquina.

OBJETIVO GENERAL.

DISEÑAR, RECONSTRUIR Y AUTOMATIZAR EL SISTEMA MECÁNICO, HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE UNA PRENSA MARCA HIDROGARNE DE 300 TONELADAS PARA LA EMPRESA INDUCE DEL ECUADOR.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Rediseñar el sistema mecánico de la prensa Hidrogarne antes de su automatización.
- Rediseñar e implementar el sistema hidráulico de la prensa Hidrogarne antes de su automatización.
- Diseñar, seleccionar, programar e implementar el sistema eléctrico y de control, para la automatización y puesta en marcha de la prensa Hidrogarne.
- Montar y acoplar los sistemas mecánico, hidráulico, eléctrico y de control de la prensa Hidrogarne.
- Elaborar los planos; guías mecánicos, hidráulicos y eléctricos de la prensa para próximas aplicaciones.

JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

Es de mucha importancia el desarrollo de este proyecto ya que se va aportar para el beneficio de la empresa INDUCE DEL ECUADOR aumentando su productividad y ganancias, satisfaciendo la demanda y necesidades del mercado en la provincia y todo el país; tomando en cuenta que el gerente propietario tenía previsto poner en funcionamiento esta prensa en tres años aproximadamente; ahora con nuestra ayuda de conocimientos tanto teóricos como prácticos se puede hacer esto realidad, poniendo en funcionamiento la prensa y ahorrando el tiempo que esta máquina iba a permanecer sin realizar ningún trabajo, convirtiendo el tiempo de parada en tiempo de producción generando ingresos para la empresa y ayudando al desarrollo de nuestro país y la comunidad.

METAS.

- Disponer del sistema mecánico para la utilidad de la prensa Hidrogarne brindando un correcto funcionamiento.
- Disponer del sistema hidráulico de la prensa Hidrogarne.
- Disponer del cableado y la programación del PLC para el control del sistema.
- Poner en funcionamiento la prensa Hidrogarne.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1 PRENSA HIDRÁULICA.

1.1.1 INTRODUCCIÓN.

Durante los últimos 30 años, ha existido un crecimiento en el uso de prensas hidráulicas la cuál usa un mecanismo conformado por vasos comunicantes impulsados por pistones de diferente área, que mediante pequeñas fuerzas, permite obtener otras mayores.

Por muchos años se favorecía el uso de prensas mecánicas; la cual usa el sistema de un cigüeñal que rueda, pero desde el año 1991 la utilización de las prensas hidráulicas han superado a las prensas mecánicas que hoy en día son las preferidas en la manufactura mundial.

Las prensas hidráulicas hoy se ven aún más rápidas y más confiables que nunca, debido al mejoramiento de la tecnología, que se ve reflejado inclusive en los nuevos sellos, mejores bombas, las mangueras reforzadas y los acoplamientos mejorados; y con la utilización de controles PLC (Control Lógico Programable) y otros controles electrónicos se han mejorado aún más la velocidad y la flexibilidad de estas prensas en el proceso de manufactura; y la integración de las prensas que trabajan mediante interfaces con la computadora y monitoreo también lo han conseguido.

En la industria surgió la tendencia al uso del proceso de automatización con máquinas mecánicas con la alimentación automática, pero existen en mayoría los procesos de manufactura que al contrario requieren la alimentación a mano ya sea por las características del material o el alto costo de los procesos de automatización. También la necesidad de entregas rápidas o de pedidos más pequeños de los productos obliga la manufactura en periodos cortos en vez de la

inversión de mucho capital en equipos de alimentación por automatización. En estas situaciones son mejores las prensas hidráulicas por costo mínimo, su flexibilidad y no tener que pasar mucho tiempo en los ajustes del equipo de automatización.

1.1.2 GENERALIDADES.

1.1.2.1 Hidromecánica.¹

En la Hidromecánica la transmisión de energía siempre es en forma de presión, aunque simplemente se trate de señales o pulsos, éstas siempre serán en forma de presión, y se utilizan, necesariamente, las leyes de la hidrostática (Mecánica de líquidos en reposo) y de la hidrocínética (Mecánica de líquidos en movimiento).

1.1.2.1.1 Hidrostática.²

En física se conoce por presión hidrostática. Es un fenómeno físico que actúa en forma de presión sobre cada una de las partículas de un fluido; en el líquido contenido en un recipiente abierto, la presión que sufrirá cada una de las partículas dependerá de la altura en que se encuentre y del nivel del líquido que el recipiente contiene.

En sistemas, en los cuales predominen las condiciones hidrostáticas, el trabajo está determinado, especialmente, por la transmisión de presión. En estas condiciones, las presiones son relativamente elevadas y, en cambio, las velocidades del flujo deben ser muy bajas (lo suficiente para compensar fugas, que deberán ser mínimas), para reducir lo más posible los efectos de la hidrocínética.

¹ Victoriano Á. Martínez Sánchez, Potencia Hidráulica controlada por PLC, Pág. 24.

² Victoriano Á. Martínez Sánchez, Potencia Hidráulica controlada por PLC, Pág. 24.

$$p = \rho g h$$

Ec. 1.1

Donde:

p = Presión hidrostática (Pa).

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

h = Altura de la superficie del fluido (m).

1.1.2.1.2 Principio de Pascal.

“La presión aplicada a un fluido encerrado se transmite con la misma intensidad a todos los puntos del mismo y a las paredes del recipiente que lo contiene.”

Este principio se aplica en numerosos dispositivos prácticos, tales como los gatos o elevadores, grúas y frenos hidráulicos. Este enunciado fue obtenido, a partir de observaciones y experimentos, por el físico y matemático francés Blaise Pascal.

1.1.2.1.3 Aplicación del principio de Pascal.

La prensa hidráulica es una aplicación del principio de Pascal como se ve en la figura 1.1, y consta de dos émbolos de distintos diámetros, en sendos recipientes, los cuales están intercomunicados por un tubo.

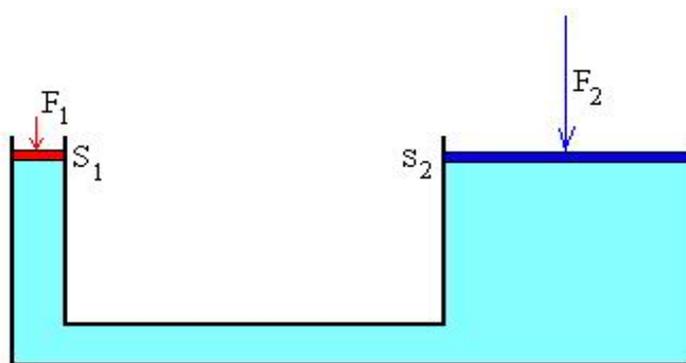


Figura 1.1: Principio de Pascal (Prensa Hidráulica)

“La presión de un líquido se transmite a todos los puntos del mismo y a las paredes del recipiente que lo contiene.”

Por medio de uno de los émbolos se puede ejercer una presión en el líquido. De acuerdo con el principio de Pascal, esta presión se transmite al otro émbolo con la misma intensidad, por lo que éste debe subir. Para que los émbolos mantengan la misma posición, ambos deben ejercer la misma presión sobre el líquido.

Es decir, la presión que sobre el líquido ejerce el émbolo menor es:

$$P_1 = \frac{F_1}{S_1} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Donde F_1 es la fuerza que actúa y S_1 es la superficie del émbolo menor.

La presión que sobre el líquido ejerce el émbolo mayor es:

$$P_2 = \frac{F_2}{S_2} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde F_2 es la fuerza que actúa y S_2 es la superficie del émbolo mayor.

De lo anterior, igualando la ecuación 1.2 y 1.3, se deduce:

$$P_1 = P_2$$

Entonces ambas expresiones se relacionan de la siguiente manera:

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad \text{Ec. 1.4}$$

1.1.2.2 Formas de Transmisión de la Energía.

Existen diversos modos de transmisión de la energía, desde la misma fuente hasta el medio de utilización o aprovechamiento, en nuestro caso se utilizará la energía hidráulica, que como es natural el aceite hidráulico servirá como medio de transmisión de la energía como se observa en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Hidráulica

Fuente de energía (Accionamiento).	Motor eléctrico. Motor de combustión. Acumulador hidráulico.
Elementos de conducción de energía.	Tuberías y mangueras.
Portadores de energía.	Líquidos.
Densidad de fuerza (Densidad de potencia).	Grande; altas prestaciones, grandes fuerzas, volumen pequeño.
Variación continua de parámetros (Aceleraciones - deceleraciones).	Muy buena; por presión y caudal.
Tipos de movimientos de los accionamientos.	Movimiento lineal y rotatorio, ambos fácilmente realizables mediante cilindros o motores hidráulicos respectivamente.

1.1.3 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA.³

La hidráulica se basa en los principios de la hidrostática y la hidrodinámica que constituyen la mecánica de fluidos, como ya se sabe, los líquidos no son compresibles, al contrario de lo que ocurre con los gases; los líquidos carecen de forma propia y adoptan la que tiene el recipiente que los contiene.

³ F. Jesús Cembranos Nistal, Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos, Pág. 142.

Además, si sobre una masa líquida se ejerce una fuerza, ésta se transmite a todos sus puntos como se observa en la figura 1.2.

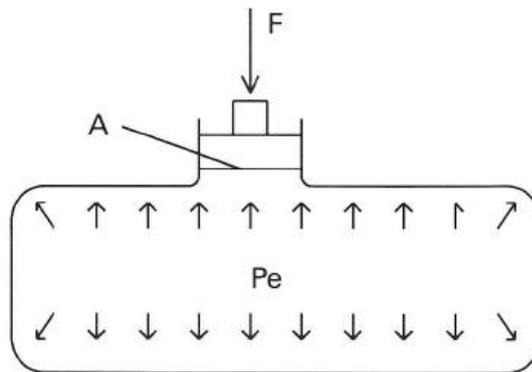


Figura 1.2: Principios fundamentales

1.1.3.1 Magnitudes Físicas.

Las magnitudes básicas del Sistema Internacional (S.I.) empleadas en hidráulica son: longitud, masa, tiempo y temperatura. Las unidades respectivas son: el metro (m), el kilogramo (kg), el segundo (s) y el Kelvin (°K) o el grado Celsius (°C). De ellas se derivan las demás magnitudes importantes en hidráulica: fuerza, superficie, volumen, caudal, presión y velocidad.

1.1.3.2 Unidad de presión.

Para la realización de procesos en los que se utiliza la hidráulica, la presión es una magnitud de vital importancia. Entonces, si sobre una superficie actúa una fuerza, ésta se reparte por toda la superficie. El cociente de fuerza (**F**) y de la superficie (**A**) se denomina presión (**P**).

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 1.5}$$

Las unidades más utilizada para la presión cuando se trabaja con esta es el Pascal (Pa), bar, psi; esto depende del sistema de unidades en el que se esté trabajando.

1.1.3.3 Ley de circulación.

Por un tubo de secciones desiguales A_1 , A_2 , A_3, \dots circula una vena líquida como se ve en la figura 1.3. Si esta circulación es continua, por cada tramo de tubería pasarán los mismos volúmenes de líquido por unidad de tiempo.

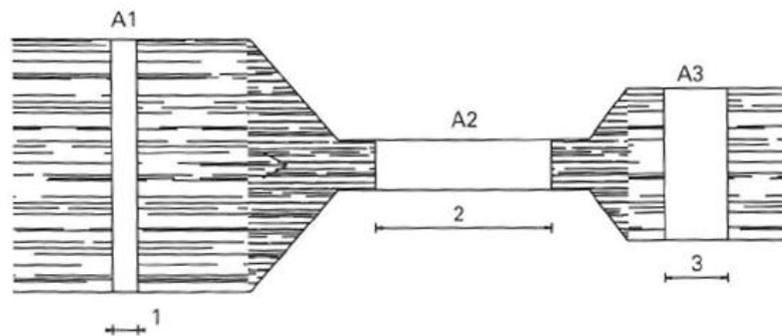


Figura 1.3: Ley de Circulación

El caudal Q que fluye por el tubo es el volumen del líquido que circula por él en la unidad de tiempo conocido también como flujo volumétrico:

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Donde:

Q = Caudal (m^3/s).

V = Volumen (m^3).

t = Tiempo (t).

Ahora bien, el volumen V es también igual al área de cada sección multiplicada por la longitud s . Sustituyendo V por su valor; se tiene:

$$Q = \frac{A \cdot s}{t}$$

Pero como s/t es la velocidad del líquido, resulta finalmente:

$$Q = A \cdot v \quad \text{Ec. 1.7}$$

Donde:

A = Área (m^2).

v = Velocidad (m/s).

Como los caudales deben ser iguales en cada sección, las velocidades deben variar proporcionalmente a ellas:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{Ec. 1.8}$$

1.1.3.4 Energía Hidráulica.

Una masa líquida en movimiento tiene una determinada energía total, compuesta de tres energías parciales.

- **Energía estática.** Es la debida al peso y depende de la altura de la columna líquida sobre el plano de referencia que se tome.
- **Energía hidrostática.** Es la debida a la presión y depende de la presión existente.
- **Energía hidrodinámica.** Debida al movimiento. Varía con la velocidad de la masa líquida.

En la Oleohidráulica se puede desestimar la energía estática, porque los circuitos oleohidráulicos no presentan generalmente grandes desniveles de construcción (por ejemplo, más de 20 m).

La energía hidrodinámica es también pequeña y puede desestimarse porque la masa de aceite movida por los tubos relativamente estrechos (en general de menos de 40 mm de diámetro) es pequeña y su velocidad es de sólo algunos metros por segundo, o incluso menos. La energía de un líquido oleohidráulico resulta, pues, realmente de su presión.

1.1.3.5 Instalaciones Hidráulicas.

En toda instalación hidráulica se reúnen una serie de elementos que, trabajando conveniente y ordenadamente, consiguen la transformación de una energía hidráulica en energía mecánica. Todas ellas tienen un común denominador, que es el líquido a presión.

El líquido a presión tiene que satisfacer diversas tareas, a saber:

- Transmitir la energía hidráulica generada por la bomba hidráulica y que se transforma en los motores y cilindros hidráulicos.
- Lubricar todas las piezas de una instalación.
- Evitar la corrosión en las partes móviles inferiores.
- Evacuar suciedades, abrasión, etcétera.
- Disipar el calor.

Por ello el líquido utilizado en este caso el aceite, debe satisfacer unas exigencias mínimas, ya establecidas de antemano en cada caso.

1.1.4 TIPOS DE PRENSAS.

Las prensas hidráulicas y las prensas mecánicas son muy similares, estructuralmente. La diferencia fundamental está en que el cabezal de la prensa hidráulica es solidario a un cilindro o cilindros alimentados y pilotados por una central hidráulica.

Existen los siguientes tipos de prensas hidráulicas:

- De simple efecto con expulsor superior e inferior.
- De doble efecto con expulsor inferior.
- De triple efecto con expulsor superior.

1.1.4.1 Prensas hidráulicas de simple efecto.

Las prensas de simple efecto pueden ser de puente o cuello de cisne, llevando el bastidor de fundición o de acero soldado. Posee una bomba, conducciones y válvulas de mando y su movimiento es simple.

1.1.4.2 Prensas hidráulicas de doble acción.

Estas prensas son utilizadas usualmente en procesos de embutición con prensa-chapa o sujetador, poseen todas las ventajas que se expondrán a continuación.

Esta tipo de prensa oleodinámica trabaja por medio de un embolo central, que se desliza dentro de un cilindro, el cual manda el punzón de embutición. Los cuatro émbolos ejercen una acción sobre el sujetador, esta acción se da por una reacción al movimiento del carro.

El funcionamiento de esta prensa inicia cuando al descender el carro se produce primero la sujeción de la chapa en el borde de la matriz con el sujetador, a

continuación se da la embutición con el punzón central que penetra en la cámara de la matriz. En la carrera de retorno del carro interviene el embolo, situado debajo de la mesa que extrae la pieza embutida a través de cuatro barras.

1.1.4.3 Prensas hidráulicas de triple efecto.

Este tipo de prensas es requerida en casos de embuticiones complicadas que no se las puede desarrollar por medio de las prensas de este tipo vistas anteriormente, estas embuticiones pueden ser de fondo curvado, con forma, contra estampa, o cuando primero se requiera dar forma antes de embutir, ya que satisface a todos los tipos de estampa, y admite utilizar el sujetador superior en caso de embuticiones profundas y el sujetador inferior en los requerimientos para grandes embuticiones. El funcionamiento de esta prensa está basado en el mismo principio de la prensa de doble efecto, pero posee otras prestaciones tales como:

- Hacer actuar la viga de la prensa-chapa con efecto positivo independiente.
- Mantener independiente la acción del embolo central de la de los émbolos centrales, o según se requiera unirla y actuar con acción total.
- Posee el cojín contenido dentro de la bancada lo más amplio posible.

1.1.5 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS.⁴

1. **LA FUERZA TOTAL POR TODA LA CARRERA.-** Es posible mantener el total de la fuerza por lo largo de la carrera, no solamente al fondo o el final de la carrera como en las prensas mecánicas. La ventaja de esta es quitar la necesidad de hacer cálculos de la presión del tonelaje al

⁴ <http://www.fluidica.com/PrensasHidraulicas.htm>

principio de la carrera, así es que no se requiere la compra de una prensa de 200 toneladas para alcanzar a la presión de solamente 100 toneladas.

2. **MÁS CAPACIDAD A MENOS COSTO.-** Se sabe que es más fácil y menos caro comprar ciertas clases de capacidad en las prensas hidráulicas. Lo de la carrera es mera ganga. Las carreras de 12, 18 y de 24 pulgadas son comunes. Aparte, es fácil aumentar esta medida. También se puede aumentar el claro máximo a bajos costos. Inclusive, es muy posible la instalación de las mesas (platinas) más grandes en las prensas pequeñas o la aumentación de cualquiera platina.
3. **MENOS EL COSTO DE COMPRA.-** Por su potencia de fuerza no hay ninguna máquina que de la misma fuerza por el mismo precio.
4. **MENOS COSTO DE MANTENIMIENTO.-** Las prensas hidráulicas son bastantes sencillas en su diseño, con pocas partes en movimiento y están siempre lubricadas con un fluido de aceite bajo presión. En las pocas ocasiones de avería casi siempre son defectos menores, sea el empaque, la bobina solenoide y a veces una válvula, que son fáciles a refaccionar. En cambio, en las prensas mecánicas, un cigüeñal roto es significativo tanto en el costo de la parte como la pérdida de producción. No solo es el menor costo estas partes, sino también se puede reparar sin tener que hacer maniobras de desmontar piezas de gran tamaño; reduciendo tiempos de mantenimiento, y menos afectación en la producción.
5. **SEGURIDAD DE SOBRECARGA INCLUIDO.-** Con una prensa de 100 toneladas si se calibra una fuerza de 100 toneladas, no se corre el riesgo de romper troqueles o la misma prensa por un excedente de fuerza; porque al tener el máximo de fuerza permitida, se abre una válvula de seguridad.

6. MAYOR FLEXIBILIDAD EN CONTROL Y VERSATILIDAD.-

Como siempre se puede mantener un control en una prensa hidráulica, como lo es fuerza, carrera, tiempo de trabajo, movimientos con secuencia, etc. Se puede disponer de una velocidad rápida de aproximación, y otra de trabajo, con ventajas de productividad, y de cuidado de herramientas. En una prensa hidráulica se puede controlar distancias de profundidad, aproximación, tiempos de trabajo, o toda una secuencia de operación, por medio de temporizadores, alimentadores, calentadores, etc. Por este motivo una prensa hidráulica no solo sube y baja, como lo haría una prensa mecánica.

7. MÁS COMPACTAS.- Aunque una prensa muy común de 20 toneladas mide 1.7 mts por 0.7 mts por 1.5 mts, una prensa de 200 toneladas solo mide 2.1 mts por 1.2 mts por 2 mts, efectivamente con 10 veces la capacidad pero solo un poco más grande; la prensa más grande desplaza solo 50% más. Como va incrementando la fuerza, se va economizando comparando a las prensas mecánicas.

8. MENOS GASTOS EN HERRAMIENTAS.- Junto a la protección empotrada, lo mismo tocante a las herramientas. Se puede fabricar las herramientas según las tolerancias de un trabajo especificado, luego ajustar la fuerza de la prensa hidráulica según ésta misma. El hecho de lo mínimo de choque y de vibración les beneficia en más vida en las herramientas.

9. MENOS RUIDO.- Con menos partes móviles, y sin rueda volante, el nivel de ruido iniciado por la prensa hidráulica es mucho menos que la mecánica. Armadas según las normas, aunque están a toda presión, las bombas imiten ruidos bajos las indicadas de las Normas Federales. También es posible minimizar el nivel de ruido por controlar la velocidad del vástago en pasarlo por el trabajo más lento y quieto.

10. LA SEGURIDAD.- Ni quisiera decir que las prensas hidráulicas sean más seguras que las mecánicas. Las dos clases son si se instalan se usan en la manera apropiada, pero con los controles a dos manos y los protectores enlazados, es más fácil fabricarlas con más seguridad por el hecho del control completo con el sistema hidráulico.

1.1.6 APLICACIONES DE LAS PRENSAS HIDRÁULICAS.⁵

Debido a su flexibilidad en muchas aplicaciones hoy en día se ven las prensas hidráulicas en trabajos de alto volumen en los procesos de manufactura así como los siguientes:

- El ensamble de los rodets a los ejes de los motores, la compresión de láminas o el oprimir de insertos.
- La formación de cualquier metal en varias como campana, etc.
- La manufactura de cubiertos u ollas de metal en plano
- En la industria automotriz el oprimir los ejes a las bombas de agua, o los rodantes a las transmisiones, o el ensamble de los amortiguadores, o el oprimir en blanco o la formación de diafragmas o la junta de frenos de disco.
- Industria aeronáutica.

1.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.

1.2.1 FLUIDOS HIDRÁULICOS Y SUS PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS.

Los aceites empleados en los circuitos hidráulicos trabajan dentro de grandes límites de presiones, de temperaturas y de velocidades. Su misión es la de

⁵ <http://www.fluidica.com/PrensasHidraulicas.htm>

asegurar, en todas estas condiciones, una buena lubricación de los órganos del dispositivo hidráulico y prevenir de este modo el desgaste prematuro de los elementos que efectúan los movimientos rotativos o rectilíneos alternos.

En general, los aceites empleados en los circuitos hidráulicos deben tener las siguientes cualidades:

- a) Una viscosidad apropiada para asegurar un mínimo de fugas, un mínimo de pérdidas de carga y una pronta reacción del sistema hidráulico a los impulsos del mando.
- b) Elevado índice de viscosidad (igual o superior a 75) para asegurar un buen rendimiento del dispositivo hidráulico a las diferentes temperaturas de funcionamiento.
- c) Una película resistente de aceite para prevenir el desgaste de las bombas, válvulas, cilindros, pistones y en general, de todos los órganos en los cuales las superficies de frotación sufren presiones específicas elevadas.
- d) Capacidad elevada de lubricación para facilitar la puesta en movimiento de los dispositivos de mando.
- e) Demulsibilidad elevada para asegurar la separación rápida y eficaz del agua, impedir la formación de la emulsión y de vapores e impedir la absorción del aire.
- f) Baja cifra de neutralización que asegure un débil grado de acidez y permita así evitar la corrosión de las superficies de los órganos del dispositivo hidráulico.
- g) Estabilidad química para asegurar una resistencia a la oxidación e impedir de este modo la formación de pozos negruzcos o gomosos.

1.2.1.1 Viscosidad Apropriada.

Se emplean corrientemente en los mandos hidráulicos los aceites minerales en los que la viscosidad es del orden de 150 segundos SAYBOLT (4,3 grados ENGLER) a 37° C, para un servicio normal, es decir, cuando la temperatura del aceite es

inferior a 55° C. Cuando las presiones y las temperaturas de marcha son elevadas, se emplean frecuentemente aceites en los que la viscosidad está comprendida entre 200 y 1.000 segundos SAYBOLT (5,6° a 27° ENGLER) a 37 °C (100 °F).

Las firmas americanas, teniendo en cuenta principalmente las fugas de las bombas, aconsejan emplear en los circuitos con bombas de caudal constante (circuitos en los cuales todo el caudal de la bomba no se utiliza, retomando el exceso al depósito por la válvula de descarga) aceites en los que la viscosidad está comprendida entre 150 y 300 segundos SAYBOLT (4,3° y 8,5° ENGLER aprox.) a 37° C (100 °F). La viscosidad también se mide por números (5 W, 10 W, 20 W, 30, 40, 50, etc., según norma SAE). Es decir, el fluido es más denso conforme la numeración va subiendo.

1.2.1.2 Índice elevado de viscosidad.

El índice de viscosidad tiene como finalidad la medida de la variación de la densidad de un líquido cuando la temperatura varía. Diremos que un aceite posee un elevado índice de viscosidad, si resiste a la variación de viscosidad, en función de la temperatura. Por esta razón sólo se emplean en los circuitos hidráulicos aceites cuyo índice de viscosidad sea mayor que 75. Así, la viscosidad del aceite empleado variará poco con la temperatura, y podremos conservar un buen rendimiento del dispositivo hidráulico en los distintos regímenes de trabajo.

1.2.1.3 Película de aceite resistente.

Existen presiones específicas muy elevadas entre las superficies en fricción de determinados mecanismos del dispositivo hidráulico. Y para prevenir el desgaste prematuro de estos mecanismos debe asegurarse una película de aceite muy resistente a la presión y al movimiento, y más teniendo en cuenta que dicha película es de muy poco espesor debido a la pequeñez de los espacios y a las elevadas presiones.

1.2.1.4 Capacidad elevada de lubricación.

Es muy importante poder mantener un coeficiente de fricción lo más bajo posible, para asegurar así un movimiento fácil y una gran sensibilidad de las válvulas, de los pistones y de los otros mecanismos de accionamiento. Esto exige del aceite, además de la facultad de formar una película resistente, una buena calidad lubricante.

1.2.1.5 Demulsibilidad Elevada.

La demulsibilidad, llamada "demulsibilidad HERSCHEL", caracteriza la facultad de un aceite de separarse del agua. En efecto, si el agua, debido a su condensación o por otra causa, penetra en el depósito, debe separarse lo más rápidamente posible, bajando al fondo del depósito y no circulando jamás con el aceite por las tuberías del sistema hidráulico.

El aceite que se mezcla con el agua forma emulsiones y espumas. La resistencia de la película disminuye por este motivo considerablemente. Además, los aceites de baja demulsibilidad absorben el aire más fácilmente que los dotados de una demulsibilidad elevada y la presencia de aire y de emulsiones en el circuito hidráulico debe evitarse por todos los medios, ya que siendo el aire muy compresible, su presencia provocará una marcha irregular y saltos.

Por regla general, los aceites empleados en los circuitos hidráulicos deben tener una demulsibilidad HERSCHEL igual o superior a 1.620.

1.2.1.6 Baja cifra de neutralización.

La cifra de neutralización define el grado de acidez del aceite, en la práctica, los aceites empleados para los mandos hidráulicos deben tener una cifra de neutralización por debajo de 0,10; o, mejor aún, de 0,08. El término decimal

representa en miligramos el peso de potasa cáustica (KOH), necesaria para neutralizar un gramo de aceite.

1.2.1.7 Estabilidad química.

Esta es una propiedad muy valiosa, puesto que la circulación del aceite y su calentamiento en el circuito hidráulico tienden a oxidarlo y deteriorarlo químicamente, y más teniendo en cuenta que las temperaturas de trabajo en los circuitos están generalmente por encima de las temperaturas normales (35° a 80 °C).

Al oxidarse, el aceite se vuelve más viscoso; se ennegrece y forma un pozo de suciedades o gomoso, que adhieren entre sí los elementos de los mecanismos del sistema hidráulico. De una forma general, diremos que los aceites de un índice de viscosidad elevado, tienen habitualmente una estabilidad química satisfactoria.

1.2.2 BOMBAS HIDRÁULICAS.⁶

El trabajo de una bomba hidráulica es convertir energía mecánica (par de giro, velocidad de rotación) en su equivalente, pero en forma de energía hidráulica (presión y caudal respectivamente). En el momento de seleccionar una o varias bombas hidráulicas para un determinado proyecto, deberá pararse a pensar en los siguientes puntos:

- El valor de presión máxima exigida.
- El valor máximo de caudal necesario.
- La velocidad a que debe girar.
- La temperatura máxima y mínima que el medio puede alcanzar.
- El tipo de fluido, su viscosidad más alta y más baja.
- La situación del montaje (entubado, etc.).

⁶ Victoriano Á. Martínez Sánchez, Potencia Hidráulica controlada por PLC, Pág. 54.

- El tipo de accionamiento.
- La vida útil que se prevé.
- El nivel de ruido.
- El precio (por razón de presupuesto).

Las bombas más utilizadas en los sistemas hidráulicos para la industria en general son de tres tipos fundamentales, y cada una de ellas tiene sus variantes, y estas son:

- De engranajes, con dentado exterior o dentado interior o sistema planetario, caudal fijo.
- De paletas, de caudal fijo o variable.
- De pistones radiales o axiales, de caudal fijo o variable.

1.2.2.1 Bomba hidráulica de engranajes con dentado exterior.

La cámara se forma entre los flancos de los dientes y las paredes de la carcasa. Es decir, el fluido es transportado por el hueco que queda entre los dientes y la pared de la carcasa como se ve en la figura 1.4.

Este tipo de bombas ha mejorado mucho respecto a las más antiguas, sobre todo en la compensación de cargas internas, permite obtener altos rendimientos volumétricos aun trabajando con presiones elevadas; producen un bajo nivel de ruido y tienen una buena duración gracias a que están dotadas de un sistema de balanceo de la carga sobre las piezas que forman el forro de las guías. Son las más utilizadas, su capacidad puede ser grande o pequeña y su costo variará con su capacidad de presión y volumen. Además la simplicidad de su construcción permite esta ventaja de precio.

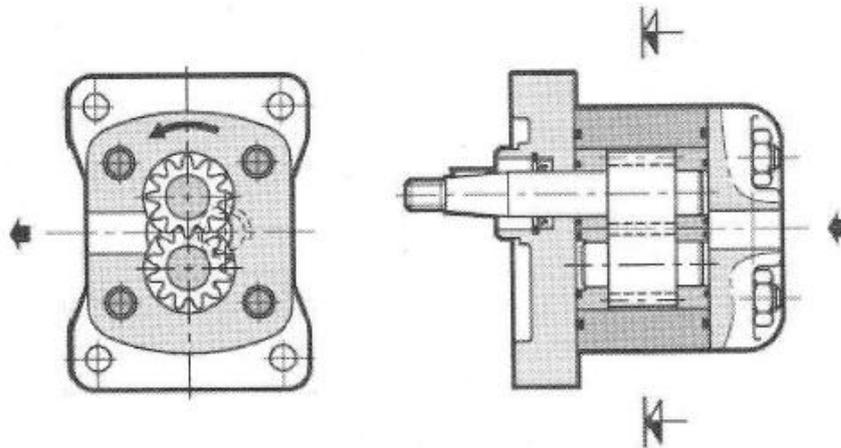


Figura 1.4: Bomba hidráulica de engranajes con dentado exterior

Este tipo de bomba es de caudal más bien bajo, más bajo cuanto mayor sea la presión que tenga que soportar. Otra característica, muy importante, es la presión máxima que pueden soportar. Especialmente, para el modelo de dentado exterior no suele ser superior a 225 bares. Algunas fabricaciones especiales, llamadas de alta presión, pueden alcanzar los 300 e incluso 350 bares.

1.2.2.2 Bomba hidráulica de engranajes con dentado interior.

El principio de desplazamiento es, prácticamente, el mismo que para la bomba de engranajes externos, sin embargo es una bomba considerablemente más robusta que la anterior, fundamentalmente, porque está muy bien compensada proporcionalmente a la presión de trabajo tanto en sentido radial como axial, y que las cargas están también bien equilibradas. Soportan, sin problemas, presiones de 350 bar.

Es una de las bombas más seguras, de buen funcionamiento, poco ruido y pocas vibraciones, de pocos problemas, y económica por su larga duración con un buen mantenimiento se observa en la figura 1.5.

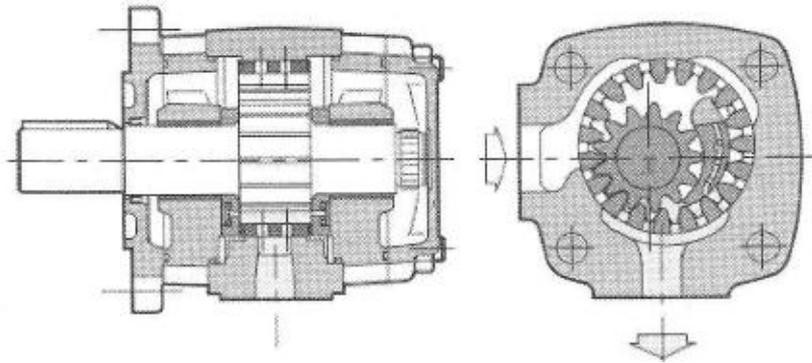


Figura 1.5: Bomba hidráulica de engranajes con dentado interior

1.2.2.3 Bomba hidráulica de paletas.

Con este diseño un rotor ranurado es girado por la flecha impulsora. Las paletas planas rectangulares se mueven acercándose o alejándose de las ranuras del rotor y siguen a la forma de la carcasa o caja de la bomba. El rotor está colocado excéntrico con respecto al eje de la caja de la bomba como se ve en la figura 1.6.

La rotación en el sentido de las manecillas del reloj del rotor en virtud de la mayor área que hay entre dicho rotor y la cavidad de la caja, producirá un vacío en la admisión y la entrada del aceite en los volúmenes formados entre las paletas.

La bomba mostrará desgaste interior de la caja y en las aristas de las paletas, causado por el deslizamiento de contacto entre las dos superficies. Este tipo de bomba tendrá la misma situación en lo que se refiere a la carga sobre los cojinetes que el caso de las bombas de engranes.

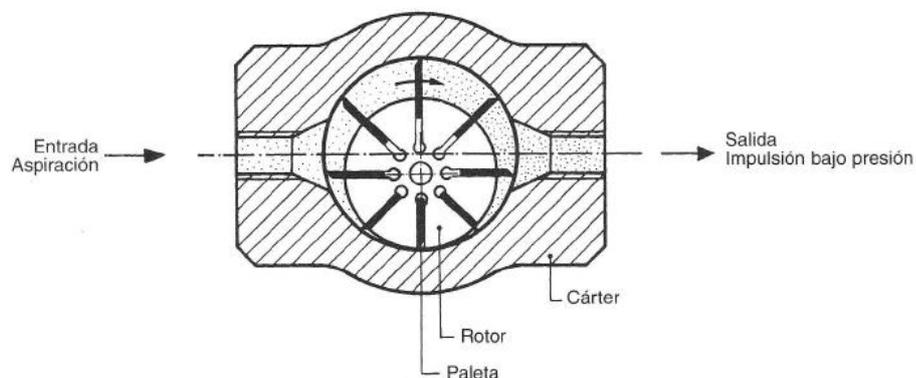


Figura 1.6: Bomba hidráulica de paletas

1.2.2.4 Bombas de pistón.

Las bombas de pistón generalmente son consideradas como las bombas que verdaderamente tienen un alto rendimiento en las aplicaciones mecánicas de la hidráulica. Algunas bombas de engranes y de paletas funcionarán con valores de presión cercanos a los 2000 lb/plg², pero sin embargo, se les consideraran que trabajan con mucho esfuerzo. En cambio las bombas de pistón, en general, descansan a las 2000 lb/plg² y en muchos casos tienen capacidades de 3000 lb/plg² y con frecuencia funcionan bien con valores hasta de 5000lb/plg².

1.2.2.4.1 Bomba de Pistón Radial.

La bomba de pistón radial, aloja los pistones deslizantes dentro de un bloque del cilindro que gira alrededor de un perno o clavija estacionaria o flecha portadora. En las bombas de pistón radial se logra una eficiencia volumétrica alta debido a los ajustes estrechos de los pistones a los cilindros y por el cierre adecuado entre el bloque del cilindro y el perno o clavija alrededor del cual gira, figura 1.7. Esta bomba no es muy utilizada en la industria, salvo en casos donde se requiera una presión muy alta superior a 500 bar.

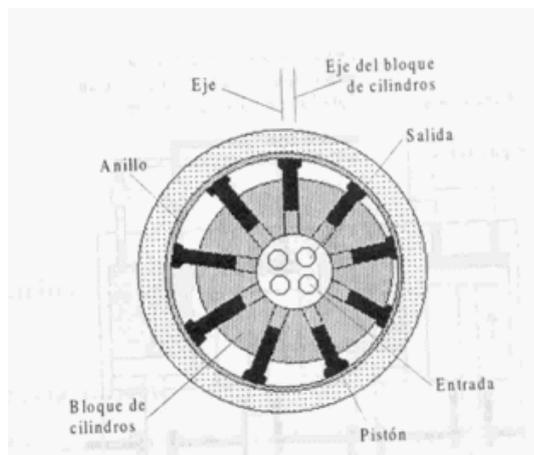


Figura 1.7: Bomba de pistón radial

1.2.2.4.2 Bombas de Pistón Axial.

Las bombas de pistón axial son las bombas más comunes que se encuentran. Las bombas de pistón axial derivan su nombre del hecho que los pistones se mueven dentro y fuera sobre un plano paralelo al eje de la flecha impulsora, figura 1.8. Esta bomba es muy utilizada en la industria, tiene una gama de caudales y pueden soportar presiones de hasta 450 bar.

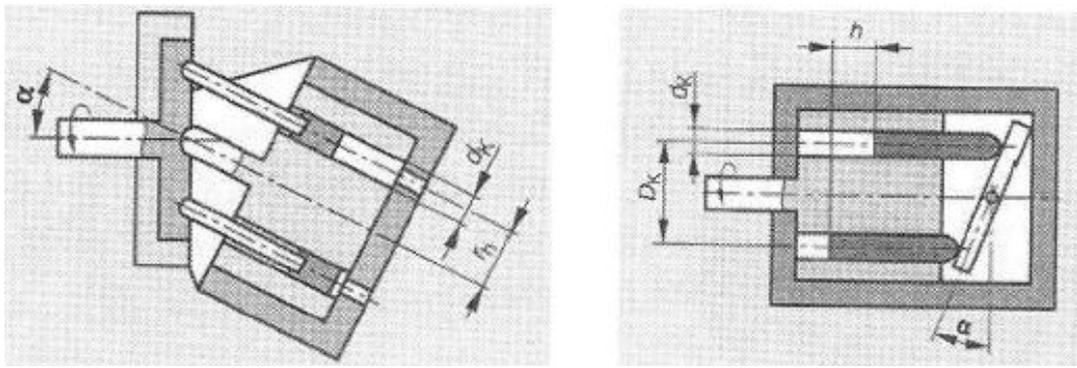


Figura 1.8: Bomba de pistón axial

En la tabla 1.2 se muestran los criterios de clasificación de cada una de las bombas hidráulicas, estas características ayudarán a la selección de la bomba hidráulica más adecuada para la aplicación que se pretende realizar.

1.2.2.5 Motor que necesitan las bombas hidráulicas para moverse.

Aunque el motor que mueva la bomba o bombas hidráulicas puede ser cualquiera que genere una energía o potencia rotacional lo que se conoce como par, en la industria el motor más usado es, sin duda, el motor eléctrico. Cuando ya se tiene elegida la bomba que cumple con los requisitos y exigencias, se tiene que elegir el motor que se usará para mover la bomba, o bombas según el caso.

La fórmula general para averiguar la potencia en caballos de vapor (hp) del motor que debemos aplicar a nuestro sistema, es muy simple esta es:

$$P = \frac{p \cdot Q}{450 \cdot \eta} \quad \text{Ec. 1.9}$$

Donde:

p = Presión máxima que el sistema puede alcanzar (bar).

Q = Caudal máximo que desplaza la bomba o la suma de caudales de las bombas acopladas (lts/min).

η = Rendimiento de la bomba; por lo general el valor es de 0,8.

La constante 450 es un valor fijo en todos los casos. En caso de acoplar un motor con una sola bomba, y solo en ese caso, este valor puede ser aumento a 500 para reducir algo la potencia del motor.

Tabla 1.2. Características importantes de las bombas hidráulicas

BOMBAS	Amplitud Presión	Volumen	Amplitud Velocidad	Eficiencia Volum.	Eficiencia Total
Bomba de engrane Baja Presión	0 Lb/plg ²	5 Gal/min	500 rpm	80 %	75 – 80 %
Bomba engrane 1500 Lb/plg²	1500 Lb/plg ²	10 Gal/min	1200 rpm	80 %	75 – 80 %
Bomba engrane 2000 Lb/plg²	2000 Lb/plg ²	15 Gal/min	1800 rpm	90 %	80 - 85%
Bomba Paleta equilib. 1000 Lb/plg²	1000 Lb/plg ²	1.1 – 55 Gal/min	1000 rpm	> 90 %	80 – 85 %
Bomba Pistón Placa empuje angular	3000 Lb/plg ²	2 – 120 Gal/min	1200–1800 rpm	90 %	> 85 %
	5000 Lb/plg ²	7.5 – 41 Gal/min		90 %	> 80 %
Diseño Dynex	6000 – 8000 Lb/plg ²	2.9 – 4.2 Gal/min	1200 – 2200 rpm	90 %	> 85 %

1.2.3 CENTRALES HIDRÁULICAS.⁷

La bomba que se va a utilizar y el motor que tiene que moverla no lo es todo ya que se tiene que completar todo el dispositivo conversor, es decir, una central hidráulica, en base a un motor eléctrico, no es más que un dispositivo de conversión de energía eléctrica a energía mecánica y ésta a su equivalente en energía hidráulica. Se tiene que diseñar un buen tanque para contener el aceite hidráulico, un buen dispositivo de filtraje para mantener el aceite en buen estado y perfectas condiciones, y sobre todo, un control de la energía hidráulica seguro y fiable.

1.2.3.1 El Tanque.

El tanque debe ser lo más estanco posible a la entrada de polvo y partículas que contaminarían el fluido, principalmente las partículas; si estas son metálicas, entonces la vida de los demás dispositivos empezando por la bomba corre un serio peligro. Como mínimo, el tanque deberá tener una capacidad de 3 a 4 veces el caudal máximo de desplazamiento de la o las bombas. Hay que prever una salida en el fondo del depósito con válvula manual de purga para eventuales limpiezas de lodos.

1.2.3.2 Filtro de aspiración.

Por un lado tiene que salir el fluido aspirado o impulsado por la bomba. Aquí es muy aconsejable colocar un filtro llamado de baja presión o de aspiración, si este filtro está dotado de imanes mejor, porque retienen las posibles partículas metálicas siempre que estas sean o contengan metales férricos; es muy recomendable también que el filtro esté dotado de algún sistema de detección de

⁷ Victoriano Á. Martínez Sánchez, Potencia Hidráulica controlada por PLC, Pág. 69.

colmatado para evitar problemas de cavitación en la bomba. Este filtro deberá ser de 160 μ (micras).

Existen algunas razones para la utilización de filtros y estas son:

- Aproximadamente un 80% de las averías que se dan en algunos de los elementos hidráulicos es debido al fluido altamente contaminado.
- Debe analizarse el estado y composición de los nuevos fluidos, ya que algunas partidas llegan a la utilización máxima conteniendo hasta 10 veces el valor permitido.
- Cuando se aumenta la presión de trabajo en tan solo el 50% es necesario reducir el número de partículas de suciedad en un factor de 3 para evitar daños.
- Cuando se llena un nuevo circuito, es probable que arrastre impurezas, a pesar de que se haya realizado limpieza química del mismo.
- Limpiar y sustituir los filtros de acuerdo con las consignas del fabricante.
- Sustituir filtro (malla) por otro que tenga las mismas características y especificaciones técnicas.

1.2.3.3 Filtro de retorno.

Por otro lado tiene que tener una entrada para el fluido de retorno, en este, siempre es necesario instalar un filtro llamado de retorno, aunque siempre es aconsejable que posea detección de colmatado, en éste no es tan necesario pues no puede provocar cavitación, si acaso pérdida de rendimiento lo que indicará que es hora de sustituir el filtro de retorno. Este filtro deberá ser de entre 1.500 y 2.000 μ (micras).

1.2.3.4 Otros Elementos.

Es muy conveniente, a la hora de construir el tanque, instalar un pequeño tabique que lo divida interiormente en dos zonas. El tabique deberá tener una altura tal que permita el paso del fluido de una zona a la otra; una será la zona donde se vierte el fluido de retorno, y la otra será de donde aspire la bomba.

Se trata de que las impurezas, normalmente metálicas o restos de material de juntas, se depositen en el fondo de la zona de vertido y no pase a la zona de aspiración, obviamente, el grifo de purga deberá colocarse en el fondo de la zona de vertido.

1.2.3.4.1 El nivel del Fluido.

Otro elemento que no debe despreciarse es el control del nivel mínimo de fluido en el tanque, si el tanque se vacía por debajo del nivel mínimo, pueden presentarse problemas de cavitación. Es conveniente, en consecuencia, prever un sistema de visualización externa del nivel del contenido del tanque.

1.2.3.4.2 La temperatura del Fluido.

Es conveniente saber la temperatura del fluido, para ello se aconseja la instalación de un dispositivo de medida como por ejemplo un termómetro, cuya parte sensible esté en contacto directo con el fluido, lo más cerca posible de la aspiración.

El fluido no debe superar nunca la temperatura de 65 °C, ni tampoco deberá bajar de los 45 °C. Si esto ocurre en una instalación, ésta deberá equiparse con algún sistema de refrigeración o calefacción según sea necesario, a menudo, en grandes potencias suele ser necesario instalar los dos.

- Cuando la temperatura supera los 65 °C, el aceite se hace excesivamente fluido, una gran parte del caudal proporcionado por la

bomba se pierde en drenajes y fugas, lo que origina una gran pérdida de rendimiento.

- Cuando la temperatura desciende por debajo de los 45 °C, el aceite se hace demasiado denso, los motores que accionan las bombas tienen que consumir una energía extra para poder moverlo, se hacen lentos los movimientos de los actuadores.

1.2.3.4.3 El Manómetro.

La indicación de la energía nos la da, en el caso de la hidráulica, el manómetro, que nos indica la presión presente en el fluido que sale de la bomba. Esta presión es la que debemos conocer y de esta forma controlar para que nunca supere la máxima para la que el equipo está diseñado. Deberemos, pues, colocar en una parte bien visible un manómetro conectado a la salida de presión de la bomba.

La manera más básica de controlar la presión del sistema es la colocación de una válvula de seguridad o de presión máxima a la salida de la bomba.

1.2.3.5 Esquema básico de una central hidráulica.

Un esquema indicativo propio de una central hidráulica puede ser el de la figura 1.9. El tanque debe ser estanco a todos los contaminantes externos. Pero, el nivel del líquido contenido en su interior sube y baja; baja según el fluido desplazado, y sube cuando el fluido vuelve al tanque.

El volumen interior del tanque que no ocupa el fluido tiene que ser ocupado por el aire atmosférico, por lo tanto, es necesario dejar que el aire entre y salga según sea el caso. Para ello, se comercializan unos tapones especiales, usados para el relleno del tanque cuando el nivel del fluido es bajo. Estos tapones tienen un dispositivo que deja entrar aire y lo deja salir cuando es necesario, y además, como el aire puede transportar elementos contaminantes, posee un filtro capaz de retener estos contaminantes.

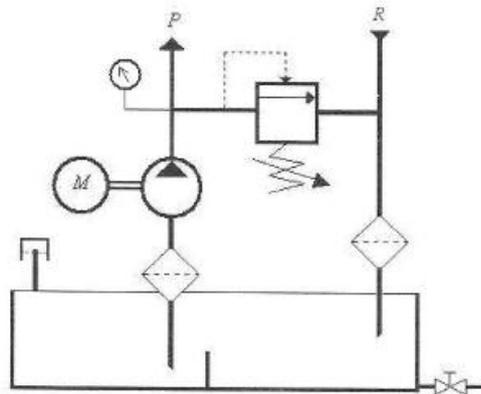


Figura 1.9: Esquema básico de una central hidráulica

1.2.4 ACCESORIOS HIDRÁULICOS.

1.2.4.1 Mangueras y tuberías hidráulicas.⁸

Para la conducción del fluido desde la bomba hasta los aparatos y receptores se hace uso de las tuberías, que pueden ser rígidas (acero) o flexibles, a base de goma y capas textiles y metálicas.

Las características de las tuberías dependerán de:

- Caudal a transportar en l/min, que determina la sección interior de la tubería.
- Presión de servicio máximo que debe soportar y determina el espesor del tubo.
- Forma de realizar los acoplamientos entre tuberías (soldadura, bridas, roscas, racores, abrazaderas, etc.).
- Sujeción de las tuberías y otros elementos.
- Conexión de la tubería a los aparatos.
- Formas del trazado de la tubería. Curvas, codos, tramos rectos, etc.
- Rugosidad interior de la tubería.

⁸ José Roldán Vilorio; Prontuario de Hidráulica Industrial; Pág. 86.

1.2.4.1.1 Tuberías de acero.

Los tamaños estándar de tuberías se denominan por medio de su tamaño nominal y número de célula. Los números de célula están relacionados con la presión de operación y el esfuerzo permisible del acero, se utilizan en sistemas de fluidos de potencia, condensadores, intercambiadores de calor, sistemas de combustibles de motores y sistemas industriales de procesamiento de fluidos.

1.2.4.1.2 Tuberías de cobre.

Existen 6 tipos:

- **Tipo K.-** Se emplea para servicio de agua, combustibles, gas natural y aire comprimido.
- **Tipo L.-** Similar al tipo K pero con menor espesor de pared.
- **Tipo M.-** Similar al tipo K y L pero con espesor de pared más pequeño, para presiones moderadas.
- **Tipo DWV.-** Usado en drenajes, desechos y ventilación en sistemas de plomería.
- **Tipo ACR.-** Acondicionamiento de aire, refrigeración, gas licuado de petróleo y aire comprimido.
- **Tipo OXI/MED.-** Se aplica en distribución de oxígeno o gases medicinales, aire comprimido en la medicina y aplicaciones de vacío.

1.2.4.1.3 Tubos de hierro dúctil.

Frecuentemente es utilizado en líneas para agua, gas, y drenaje debido a la relativa resistencia, ductibilidad y facilidad de manejo de este material.

1.2.4.1.4 Tuberías y tubos de plástico.

Este tipo de tuberías son utilizados en una variedad de aplicaciones donde tienen ventajas por sus buenas características de flujo, su peso ligero, facilidad de instalación, resistencia a la corrosión y a los productos químicos.

1.2.4.1.5 Mangueras hidráulicas.

Las mangueras hidráulicas son flexibles y reforzadas, usadas en sistemas de fluidos de potencia y en otras aplicaciones industriales, donde las líneas de flujo deben prestar servicio cambiante. Los materiales con que están hechas incluyen butilo de caucho que es una lámina impermeabilizante presentada en forma de membrana flexible que posee gran resistencia al desgarro como el caucho sintético, caucho de silicón, elastómeros termoplásticos, nylon, alambre de acero y poliéster.

Los tamaños incluyen diámetros interiores de 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, 3 1/2, y 4 pulgadas. Soportando presiones desde 35 hasta 10000 psi, aptas para aplicaciones en fluidos de potencia para alta presión y elevadores hidráulicos.

1.2.4.2 Racores y acoplamientos flexibles.⁹

Son los que nos permiten unir los conductos de fluidos hidráulicos a presión desde las tuberías a las máquinas o entre tuberías (figura 1.10). En estos se debe evitar y asegurar lo siguiente:

- Resistencia a la presión de servicio.

⁹ José Roldán Vilorio; Prontuario de Hidráulica Industrial; Pág. 93.

- Que tenga la forma más conveniente a la aplicación.
- Evitar tensiones a ambos extremos del flexible.
- Eliminar en el trazado del flexible, curvas y ángulos pronunciados.
- Fijaciones adecuadas.
- Evitar el sometimiento de los flexibles a retorcidos permanentes que debiliten el conducto a corto plazo.
- En uniones fijas con los flexibles debe hacerse uso de los racores adecuados que garanticen su resistencia a la presión a soportar, a las vibraciones de la máquina y eviten en todo momento cualquier tipo de fuga.



Figura 1.10: Racores y acoplamientos flexibles

1.2.4.3 Cilindros Hidráulicos.

El cilindro hidráulico tiene la función de realizar movimientos de traslación que son movimientos lineales y a la vez transmitir fuerzas, a diferencia de la bomba hidráulica, la cual realiza movimientos rotatorios.

1.2.4.3.1 Parámetros para la selección de un cilindro hidráulico.¹⁰

En la selección de un cilindro comprende:

- Sistema de fijación del cilindro y fijación del extremo del vástago en la aplicación.
- Dimensiones del cilindro, diámetro del pistón, carrera y otras medidas.
- Presión nominal de servicio.
- Características particulares del cilindro, frenado, purgado, bloqueado, etc.
- Rosca de los orificios de alimentación.

1.2.4.3.2 Cilindro hidráulico tipo simple efecto.

Este tipo de cilindro puede ser de empuje o tracción. El retorno del vástago se realiza mediante la fuerza de la gravedad, el peso de una carga o por medio de un muelle.

1.2.4.3.3 Cilindro hidráulico tipo doble efecto.

Este tipo de cilindro posee dos cámaras, una a cada lado del émbolo. En el émbolo es donde va sujeto el vástago o pistón; y es el que hace desplazar el vástago de un

¹⁰ José Roldán Vilorio; Prontuario de Hidráulica Industrial; Pág. 108.

lado a otro según llegue el fluido por una cámara u otra, en la figura 1.11 se detalla sus partes.

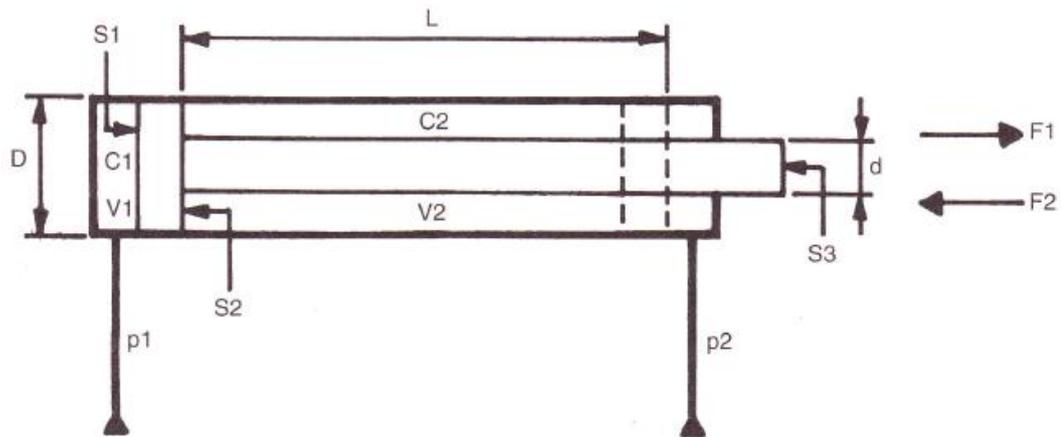


Figura 1.11: Cilindro hidráulico de doble efecto

Donde:

D: Diámetro del cilindro.

d: Diámetro del vástago del cilindro.

L: Carrera máxima del émbolo y, por tanto, del vástago.

S1: Sección del émbolo por el lado sin vástago.

S2: Sección útil del émbolo por el lado vástago.

S3: Sección del vástago.

p1: Presión con que se alimenta la cámara.

p2: Presión con que se alimenta la cámara C2.

C1: Cámara de mayor capacidad. Lado sin vástago.

C2: Cámara de menor capacidad. Lado con vástago.

V1: Volumen de mayor capacidad. Lado sin vástago.

V2: Volumen de menor capacidad. Lado con vástago.

F1: Fuerza desarrollada por el cilindro en la salida.

F2: Fuerza desarrollada por el cilindro en la entrada.

1.2.4.4 Válvulas Hidráulicas.

Estas válvulas sirven para el control de una instalación hidráulica y se encargan de regular la presión y el caudal, distribuir el aceite y cerrar o abrir parte del circuito.

Las válvulas trabajan con diferentes presiones que son:

- *Presión de trabajo.*- Presión a la cual el sistema está operando normalmente.
- *Presión de apertura.*- Presión a la cual la válvula comienza a abrirse, es ligeramente mayor a la presión de trabajo.
- *Presión de régimen.*- Presión a la cual la válvula se mantiene completamente abierta, ésta es la presión más alta que se registra en el sistema.³

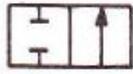
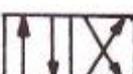
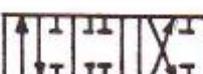
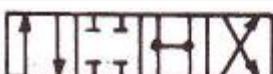
Se diferencian 3 tipos importantes:

- Válvulas direccionales.
- Válvulas de control de flujo.
- Válvulas de control de presión.

1.2.4.4.1 Válvulas Direccionales.

Son las válvulas de control direccional o distribuidoras (figura 1.12) que determinan el recorrido del fluido en una parte del sistema. Se clasifican de manera práctica en base al número de vías o lumbreras en el cuerpo de la válvula, debido principalmente a que casi todas son de corredera. Estas pueden accionarse manualmente, mecánicamente o hidráulicamente y por señal eléctrica (electroválvulas). De acuerdo a esta clasificación en la tabla 1.3 tenemos las siguientes:

Tabla 1.3. Clasificación válvulas direccionales¹¹

	Distribuidor de 2 vías y 2 posiciones (2v/2p), (2/2).
	Distribuidor de 3 vías y 2 posiciones (3/2).
	Distribuidor de 4 vías y 2 posiciones (4/2).
	Distribuidor de 4 vías y 3 posiciones (4/3).
	Distribuidor de 6 vías y 3 posiciones (6/3).
	Distribuidor de 4 vías y 4 posiciones (4/4).

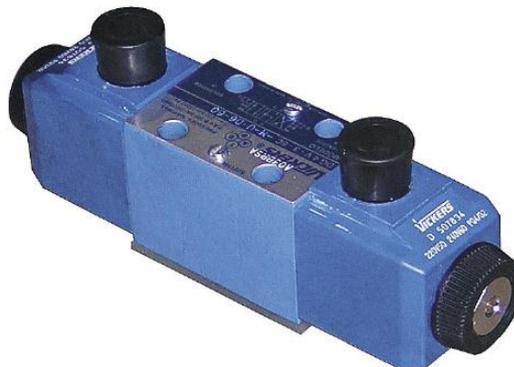


Figura 1.12: Válvula de control direccional

1.2.4.4.2 *Válvula reguladora de Presión.*

Esta válvula (figura 1.13) permite regular la presión en la utilización. Es posible que no todos los aparatos funcionen con la misma presión, por lo que será necesario recurrir a esta válvula para dar la presión necesaria; el caudal sobrante es conducido hacia el tanque.

¹¹ José Roldán Vilorio; Prontuario de Hidráulica Industrial; Pág. 51.

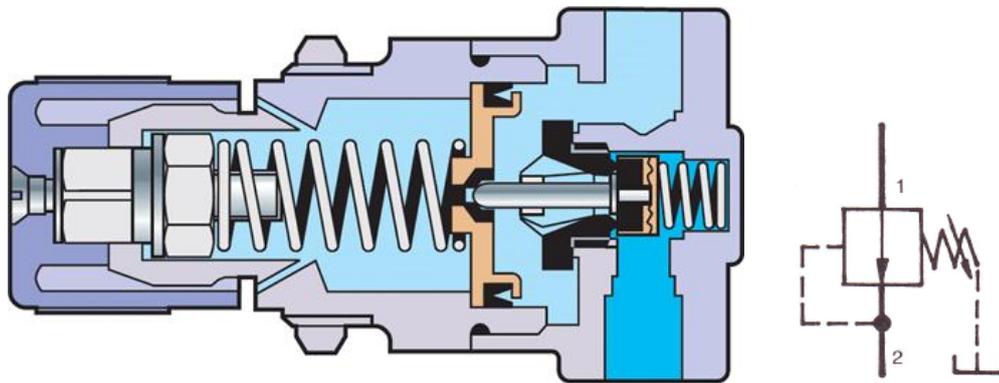


Figura 1.13: Válvula reguladora de presión

1.2.4.4.3 Válvula reguladora de caudal.

Son las que regulan la cantidad de caudal del fluido (figura 1.14). El método más común para controlar la velocidad de viaje del pistón de un cilindro es regulando el volumen de fluido que fluye fuera del cilindro.



Figura 1.14: Válvula de control de flujo

1.2.4.4.4 Válvula Antirretorno.

Es la que permite el libre flujo del fluido en un solo sentido y bloquean el flujo en sentido contrario sin necesidad de presiones adicionales (figura 1.15).



Figura 1.15: Válvula antirretorno

1.2.4.4.5 Válvula limitadora de presión.

Esta válvula (figura 1.16) también se denomina válvula de seguridad. Se pone a descarga cuando la presión de la tubería supera la presión de reglaje.



Figura 1.16: Válvula limitadora de presión

1.2.4.4.6 Presóstato.

Son aparatos que detectan la presión del fluido (figura 1.17) en el lugar en que están instalados. El fluido ejerce presión sobre un pistón interno haciendo que se mueva hasta que se unen dos contactos. Cuando la presión baja un resorte empuja el pistón en sentido contrario y los contactos se separan.



Figura 1.17: Presóstato regulable

1.3 PROGRAMADORES (PLC's).¹²

1.3.1 INTRODUCCIÓN.

En un automatismo clásico, la función de mando se establece cableando entre sí los elementos de maniobra, es decir, poniendo en serie o en paralelo contactos de cierre o apertura. Toda la función reside en el cableado de los elementos de maniobra, por lo que una modificación exige, por tanto, nuevos componentes, cambios de cableado, trabajos de montaje y de soldadura y, por supuesto, incremento económico.

En un autómatas programable, esta función se realiza por programa, es decir, mediante una serie de instrucciones que le dicen a la máquina qué contactos debe abrir, cuáles debe cerrar, retardos, contadores, etc., y todo el proceso de mando está depositado en la memoria del aparato de automatización y las modificaciones se la realizan sin cambiar el cableado, ahí mismo incluso durante el proceso de trabajo.

¹² F. Jesús Cembranos Nistal, Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos, Pág. 60.

1.3.2 FUNCIONAMIENTO.

El autómata programable lee señales de interruptores de posición, pulsadores, detectores de nivel, presóstatos, termóstatos, etc., tanto de señales digitales (un interruptor en ON/OFF) como analógicas (un mando con una tensión variable).

Además envía órdenes de mando a contactores de motores, válvulas magnéticas, frenos electromagnéticos, lámparas de señalización, etc. Además de esto puede contar impulsos, almacenar señales, prefijar desarrollos temporales, etc., y todo esto según el programa almacenado.

1.3.3 TIPOS DE PROGRAMADORES.¹³

Los autómatas se clasifican en tres grandes grupos según su capacidad de memoria, velocidad de proceso y capacidad de ampliación¹⁴, estos grupos son:

1.3.3.1 Gama baja.

Miniautómatas compactos y modulares. Autómatas sencillos y de precio asequible ideal para la formación de una gran cantidad de automatismos en pequeñas instalaciones. Su memoria para programas y datos va desde los 2 Kbytes (cada instrucción ocupa 2 bytes) hasta los 20 Kbytes, con velocidades de proceso de algo más de un milisegundo.

1.3.3.2 Gama media.

Autómatas industriales con gran cantidad de aplicaciones y tarjetas de ampliación que van desde entradas y salidas digitales y analógicas hasta unidades de visión artificial autónomas. La capacidad de memoria oscila entre los 18 Kbytes y los 384 Kbytes. Las velocidades de proceso son inferiores al milisegundo.

¹³ F. Jesús Cembranos Nistal, Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos, Pág. 61.

¹⁴ Estas características varían según su fabricante.

1.3.3.3 Autómatas multiprocesadores.

Autómatas para automatizaciones desde medianas a grandes que necesitan gestionar gran cantidad de datos y a otros autómatas esclavos. Sus capacidades de memoria pueden ser superiores a 1 Mbyte y velocidades muy pequeñas.

1.3.4 LENGUAJES DE PROGRAMACIÓN.¹⁵

1.3.4.1 KOP: Esquema de contactos.

Este método de programación consiste en introducir el programa en forma de esquema eléctrico del automatismo, transformado a formato internacional mediante unas sencillas reglas (figura 1.18). Este método es el más aconsejado en la mayoría de las automatizaciones y, sobre todo, es muy interesante cuando partimos de un automatismo clásico ya realizado y queremos automatizarlo mediante el autómeta, bastará con adaptar el esquema a este formato e introducir el programa en el autómeta.

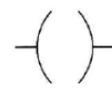
EXPLICACIÓN	SÍMBOLO	KOP
CONTACTO ABIERTO		
CONTACTO CERRADO		
RECEPTOR (RELÉ O CONTACTOR)		

Figura 1.18: Correspondencia entre el símbolo eléctrico y el símbolo KOP

¹⁵ F. Jesús Cembranos Nistal, Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos, Pág. 63.

1.3.4.2 FUP: Esquema de funciones.

El programa se realiza a partir del esquema obtenido por la tabla de Karnaugh y realizado con puertas lógicas. Se transforma en los símbolos equivalentes electrotécnicos (figura 1.19) y queda listo el programa. Este método de programación está poco difundido, tan sólo en algunos modelos de autómatas concretos por ejemplo, el LOGO.

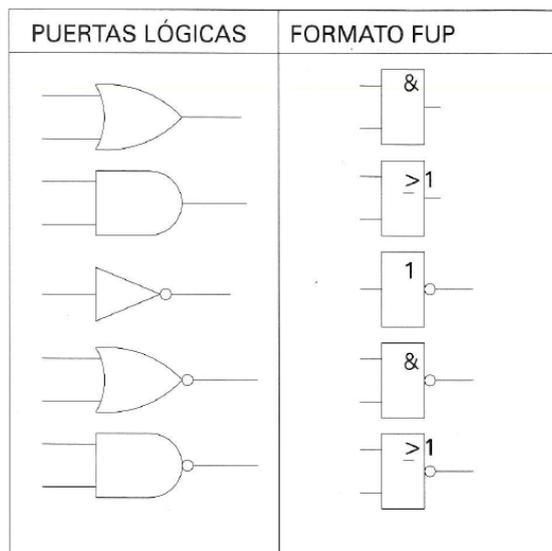


Figura 1.19: Equivalencia entre las puertas lógicas y el formato electrotécnico

1.3.5 CAMPOS DE APLICACIÓN.¹⁶

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario realizar procesos de maniobra, control, señalización, etc., por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industrial de cualquier tipo al de transformaciones industriales, control de instalaciones, etc.

¹⁶ A. Porras / A. P. Montanero; Autómatas Programables fundamento, manejo, instalación y prácticas; Pág. 12.

Ejemplos de aplicaciones generales podrían ser los siguientes:

a) Maniobra de maquinas.

- Maquinaria industrial del mueble y madera.
- Maquinaria en procesos de grava, arena y cemento.
- Maquinaria en la industria del plástico.
- Maquinaria en procesos textiles y de confección, etc.

b) Maniobra de instalaciones.

- Instalaciones de aire acondicionado, calefacción, etc.
- Instalaciones de seguridad.
- Instalaciones de almacenamiento y trasvase de cereales.
- Instalaciones de plantas embotelladoras.

c) Señalización y control.

- Chequeo de programas.
- Señalización del estado de procesos.

1.3.6 VENTAJAS E INCONVENIENTES DEL PLC.

No todos los Automatas ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, ello es debido, principalmente, a la variedad de modelos existentes en el mercado y a las innovaciones técnicas que surgen constantemente.

1.3.6.1 Ventajas del PLC.

Las condiciones favorables que presenta un PLC son las siguientes:

- a)** Menor tiempo empleado en la elaboración de proyectos debido a que:
- No es necesario dibujar el esquema de contactos.

- No es necesario simplificar las ecuaciones lógicas, ya que, por lo general, la capacidad de almacenamiento del módulo de memoria es lo suficientemente grande.
 - La lista de materiales queda sensiblemente reducida, y al elaborar el presupuesto correspondiente eliminaremos parte del problema que supone el contar con diferentes proveedores, distintos plazos de entrega, etc.
- b) Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
 - c) Mínimo espacio de ocupación.
 - d) Menor coste de mano de obra de la instalación.
 - e) Economía de mantenimiento. Además de aumentar la fiabilidad del sistema, al eliminar contactos móviles, los mismos Automatas pueden detectar e indicar averías.
 - f) Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo Automata.
 - g) Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo de cableado.
 - h) Si por alguna razón la máquina queda fuera de servicio, el Automata sigue siendo útil para otra máquina o sistema de producción.

1.3.6.2 Inconvenientes del PLC.

Como inconvenientes puede ser que hace falta un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido. Pero hay otro factor importante, como el costo inicial, que puede o no ser un inconveniente, según las características del automatismo en cuestión. Dado que el PLC cubre ventajosamente un amplio espacio entre la lógica cableada y el microprocesador, es preciso que el proyectista lo conozca tanto en su amplitud como en sus limitaciones. Por tanto, aunque el coste inicial debe ser tenido en cuenta a la hora de decidimos por uno u otro sistema, conviene analizar todos los demás factores para asegurarnos una decisión acertada.

CAPITULO II

REDISEÑO MECÁNICO Y DISEÑO HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE LA PRENSA.

2.1 PARÁMETROS PARA EL REDISEÑO MECÁNICO.

Para rediseñar y seleccionar los elementos mecánicos e hidráulicos de los sistemas que intervienen en la prensa hidráulica HIDROGARNE se considera a la carga F_T (Carga Total), como un parámetro fundamental ya que es la fuerza que se quiere conseguir, esta va a ser transmitida por el cilindro hidráulico a la matriz que se coloque y podrá ser utilizada para diferentes aplicaciones en el proceso de prensado; el valor tomado F_T para el diseño se describe a continuación.

La carga máxima que deberá entregar la máquina para prensar será F_1 :

$$F_1 = 300 \text{ TON} = 300000 \text{ Kg}$$

$$F_1 = 300000 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = 2943000 \text{ N} = \mathbf{2,943 \text{ MN}}$$

Y debido a que el cilindro hidráulico posee una masa considerable se ha asumido como una fuerza adicional para el rediseño mecánico, debido que los elementos mecánicos sometidos al rediseño deberán soportar esta fuerza extra cuando trabajen; la masa de este elemento se la calculó utilizando las propiedades físicas del material mediante el software SolidWorks 2010.

La masa del cilindro hidráulico es:

$$m = \mathbf{6527,18 \text{ Kg}}$$

Entonces la fuerza que ejerce esta masa será F_2 :

$$F_2 = 6527,18 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_2 = 0,06403 \text{ MN}$$

La suma de las dos fuerzas dará la carga total F_T , la cual será empleada para el rediseño de los elementos mecánicos que se verán directamente afectados por esta fuerza, además será utilizada para la selección de los elementos hidráulicos necesarios.

$$F_T = F_1 + F_2$$

$$F_T = 3 \text{ MN}$$

Se considera que la carga total F_T es estáticamente distribuida, producto de la presión hidráulica que ejerce la bomba sobre el aceite en el cilindro hidráulico y está localizada en el extremo superior de la mesa móvil, elemento donde se colocará la matriz que se necesite para realizar el proceso de prensado.

2.1.1 MÉTODO PARA CALCULAR EL FACTOR DE DISEÑO.

Aunque existen nueve métodos distintos con diferentes combinaciones de tipos de material (dúctil o quebradizo) y la forma de la carga aplicada; se ha escogido la teoría de la distorsión de la energía conocida también como Tensión de Von Misses por sus beneficios y ventajas que se detallan a continuación:

2.1.1.1 Teoría de la distorsión de la energía o Tensión de Von Misses.¹⁷

Esta teoría dice que la falla se presenta cuando la tensión de Von Misses, σ' , excede a la resistencia a punto cedente por tracción del material. Esta tensión de

¹⁷ Robert L. Mott; Diseño de elementos de máquinas; 2da Edición; Pág. 156.

Von Misses utiliza el círculo de Mohr para hallar las tensiones principales. Por consiguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

σ' = Tensión de Von Misses.

σ_1, σ_2 = Tensiones principales de Von Misses determinadas por el círculo de Mohr.

Entonces el Factor de diseño se encuentra a partir de:

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

$F.S.$ = Factor de diseño.

S_y = Resistencia máxima a la cedencia o punto cedente.

La ventaja que ofrece esta teoría es que, además de constituir un previsor más preciso de falla permite utilizar la resistencia a punto cedente por tracción para el análisis. No necesita un factor de concentración de tensión ya que si en un punto de concentración de tensión alcanza la resistencia al punto cedente del material, éste cederá, lo cual provocará que se redistribuya la tensión y de nuevo lo llevará por debajo de la resistencia a punto cedente.

En esta teoría de la distorsión de la energía el mínimo criterio de diseño deberá siempre satisfacer la igualdad de la ecuación 2.3, pero sin ser este valor un factor de diseño adecuado para un rediseño correcto y confiable.

$$\frac{\sigma_{Von Misses}}{\sigma_{S_y}} < 1 \quad \text{Ec. 2.3}$$

2.1.2 FACTOR DE DISEÑO (FS).

De lo visto anteriormente se puede calcular el factor de diseño para el elemento mecánico que se está rediseñando, pero siempre se debe tener un valor base, el cual está regido por organizaciones que establecen estándares o por experiencias previas bajo condiciones similares.

Este factor de diseño indicará que el rediseño debe tener un valor por encima del escogido aunque este sea mayor que 1 como se dice en la teoría, de esta manera podrá ser confiable y seguro, además demostrará que el elemento trabajará en condiciones favorables bajo la carga aplicada; para este caso se escogió el factor de diseño siguiente:

- **Elementos de máquinas¹⁸.**- Materiales dúctiles con incertidumbre en relación a alguna combinación de propiedades, cargas, o análisis de tensión del material, en particular bajo condiciones de choque o carga por impacto. Utilice:

$$F.S. = 4 \text{ o mayor}$$

2.1.3 ESQUEMA GENERAL DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE CON SUS COMPONENTES MECÁNICOS.

La figura 2.1 corresponde a la prensa hidráulica marca Hidrogarne de la fábrica Induce del Ecuador, en la figura se detalla todas las partes que conforman este sistema mecánico, así como los componentes que van a ser sometidos a un rediseño mecánico, ya que estos serán los que resistan todos los esfuerzos al momento de trabajar, de esta manera se verificará que estos elementos no fallen con la fuerza y presión a la cual serán sometidos y trabajen en condiciones favorables.

¹⁸ Robert L. Mott; Diseño de elementos de máquinas; 2da Edición; Pág. 155.

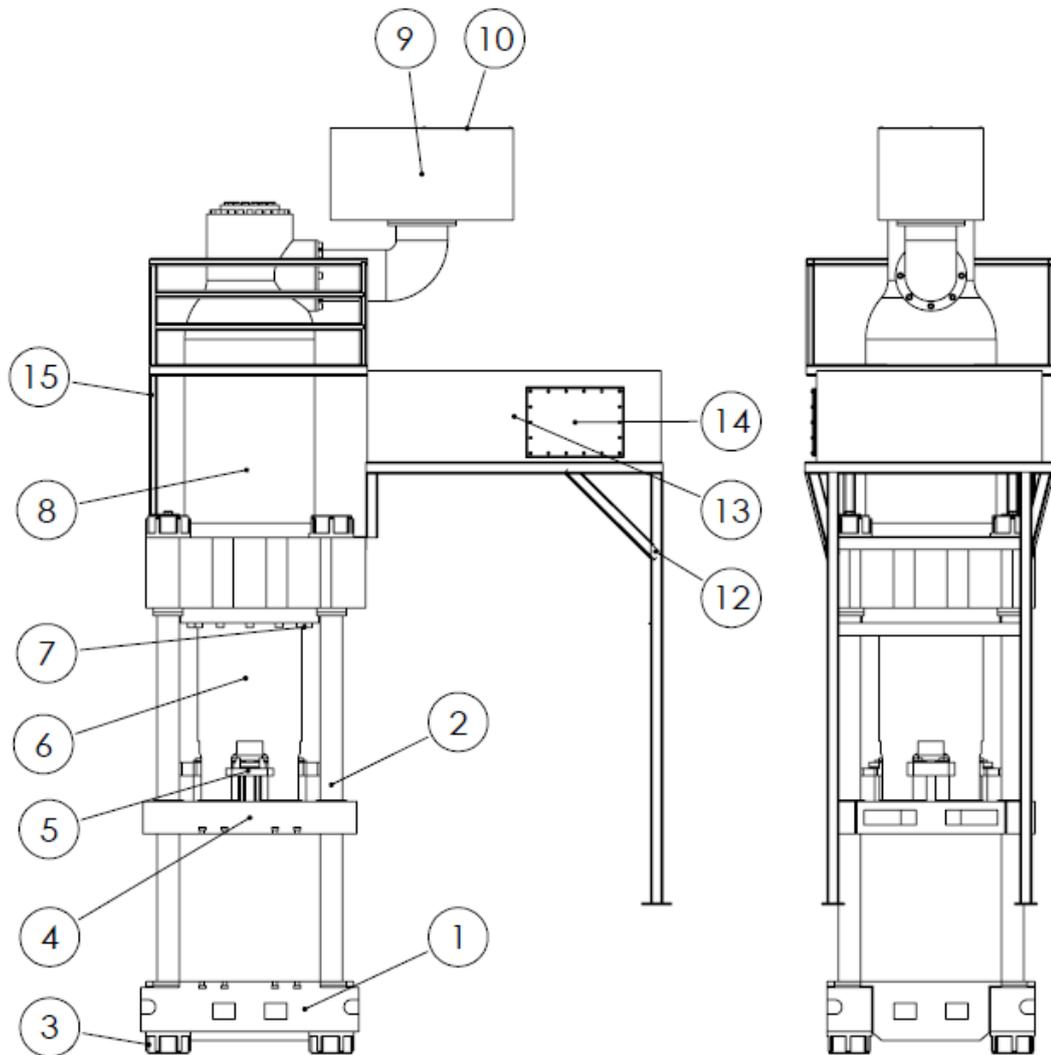


Figura 2.1: Esquema general de la prensa hidráulica: 1 Mesa Fija o Bastidor, 2 Columna Guía, 3 Tuerca de sujeción, 4 Mesa Móvil, 5 Botador, 6 Vástago del cilindro, 7 Perno de sujeción del cilindro, 8 Cilindro hidráulico, 9 Tanque de aceite superior, 10 Tapa de acceso al tanque de aceite superior, 12 Estructura del tanque de aceite principal, 13 Tanque de aceite principal, 14 Tapa de acceso al tanque de aceite, 15 Estructura de acceso superior

2.1.4 DETERMINACIÓN DE CARGAS.

Al momento de determinar qué tipo de tensión se va a utilizar para el rediseño se debe considerar el tipo de carga en el elemento y también el material en que está fabricado. Los tipos de carga que se consideran son los siguientes:

- Estática.
- Por choque o impacto.

Casi todas las piezas para máquinas se fabrican con materiales dúctiles, en particular si se someten a cargas que generan fatiga, o bien, choque o impacto, por lo tanto en la prensa hidráulica los elementos a rediseñar serán sometidos a la mayor fuerza (300 TON) y serán motivo de incertidumbre ya que no se conoce si resistirán toda esa fuerza al momento de prensar, por tal motivo los elementos que se analizarán serán los siguientes:

- Mesa Fija o Bastidor.
- Mesa Móvil.
- Columna guía.
- Vástago del cilindro Hidráulico.
- Estructura que soporta el tanque de aceite.

2.1.5 PROPIEDADES DE MATERIAL A EMPLEAR.

Para los rediseños que se van a realizar, se utilizará acero AISI 1040CD debido que es un acero al carbón medio que contiene 40 puntos de carbono (0,40%), esto hace, que la mayor parte de elementos de maquinaria que tiene especificaciones de resistencia entre alta y moderada con condiciones de ductilidad satisfactoria y especificaciones de dureza moderada sean fabricados en este tipo de material; en la tabla 2.1 se muestran sus características.

Tabla 2.1. Características del AISI 1040CD

Resistencia a la tracción	$S_u = 552 \text{ MPa}$ o 80 Ksi
Resistencia a punto cedente	$S_y = 490 \text{ MPa}$ o 71 Ksi
Módulo de elasticidad	$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$ o 207GPa

2.2 REDISEÑO DE LA MESA FIJA O BASTIDOR.

La mesa fija (figura 2.2) es el elemento horizontal que soporta a toda la prensa ya sea cuando está trabajando o no, está atravesada por cuatro columnas que se encuentran sujetas en la cara inferior de la mesa con cuatro tuercas, en ella se puede colocar la hembra de la matriz para el prensado. Este elemento es una placa de sección cuadrada de acero AISI 1040CD, y trabaja a esfuerzos de flexión los mismos que están distribuidos de manera uniforme. La mesa posee una altura de 400 mm, por lo que se deberá tomar en cuenta las dimensiones de la mesa superior y el largo máximo del vástago, para tener el espacio suficiente donde colocar una matriz sin restricciones y poder maniobrarla. Para el cálculo de la mesa se ha partido de datos geométricos (ANEXO B-2) como largo, ancho y altura, también de las propiedades del material y por supuesto de la carga máxima de trabajo de la prensa (3 MN).



Figura 2.2: Mesa fija o bastidor de la prensa

2.2.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA MESA FIJA O BASTIDOR.

La mesa fija al estar sujeta por la parte inferior y atravesada por las columnas de la prensa soporta momentos flectores de manera distribuida por toda la cara superior, pero en una mayor cantidad en el centro de gravedad, por lo que se ha considerado para el cálculo una viga con carga uniforme y apoyos simples en los extremos, esto se consigue partiendo a la mesa cuadrada –sin tomar en cuenta los volados– en dos partes iguales para analizar una mitad; estas suposiciones se las hace para simplificar el cálculo sabiendo que no están muy alejadas de la realidad. Este rediseño se comprobará con el software SolidWorks 2010, el cual proporcionará resultados más exactos ya que considera todos los detalles del elemento como son: cortes, redondeos, perforaciones, etc. El diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 2.3.

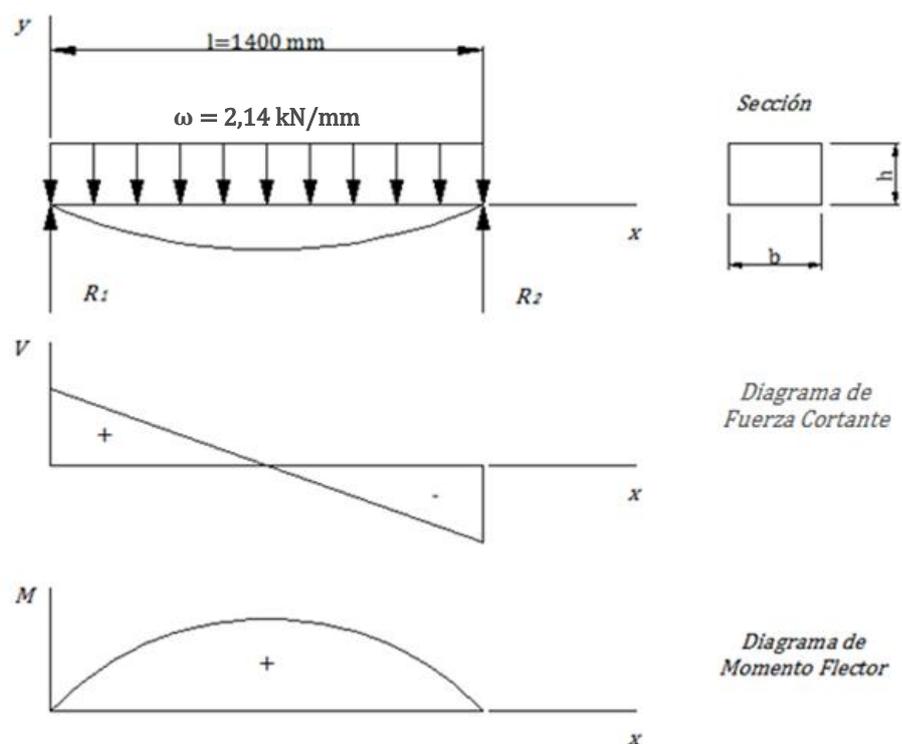


Figura 2.3: Diagrama de Distribución de carga, Fuerza Cortante, Momento Flector y Curva Elástica

Desarrollando las ecuaciones planteadas para la deflexión de una viga con apoyos simples y carga uniforme, se obtiene lo siguiente:

$$R1 = R2 = \frac{\omega l}{2}$$

$$\omega = \frac{F}{l} = \frac{3 \times 10^6 \text{ N}}{1400 \text{ mm}} = 2,14 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$V = \frac{\omega l}{2} - \omega x = \frac{2,14 \times 10^3 \text{ N}}{\text{mm}} \frac{1400 \text{ mm}}{2} - \frac{1,07 \times 10^3 \text{ N}}{\text{mm}} \quad (0)$$

$$\mathbf{V = 1,5 \text{ MN}}$$

$$M = \frac{\omega x}{2} (l - x) = \frac{2,14 \times 10^3 \text{ N}}{\text{mm}} \frac{700 \text{ m}}{2} (1400 \text{ mm} - 700 \text{ mm})$$

$$\mathbf{M = 524,3 \text{ MN} - \text{mm}}$$

Tomamos los valores V y M que serán la fuerza cortante máxima y momento flexionante máximo respectivamente; estos valores son necesarios para hallar los esfuerzos que se produjeron.

El esfuerzo máximo para una viga sometida a flexión se define como:

$$\sigma_{Flex} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{Z} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo desarrollado por una fuerza aplicado a una viga (N-m).

Z = Módulo de sección rectangular (m^3).

$$Z = \frac{bh^2}{6} \quad \text{Ec. 2.5}$$

En el módulo de sección rectangular b y h son la base y a altura respectivamente, y sus valores son:

$$b = 700 \text{ mm.}$$

$$h = 400 \text{ mm.}$$

Reemplazando la ecuación 2.5 en la ecuación 2.4, y en la ecuación resultante reemplazando los valores b y h se obtiene el esfuerzo flexionante máximo al que está sometido la viga.

$$\sigma_{Flex} = \frac{M_{m\acute{a}x}(6)}{b \cdot h^2} = \frac{524,3 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}(6)}{(700\text{mm})(400\text{mm})^2} = 28,08 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(1000^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}\right)$$

$$\sigma_{Flex} = \mathbf{28 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo máximo cortante para una viga sometida a flexión se define como:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Donde:

V = Fuerza cortante máxima desarrollado por una fuerza aplicado a una viga (N).

A = Área de la sección que se analiza (mm^2).

$$A = b \cdot h \quad \text{Ec. 2.7}$$

$$A = (700 \text{ mm})(400 \text{ mm})$$

$$A = \mathbf{280000 \text{ mm}^2}$$

Entonces el esfuerzo cortante máximo con la ecuación 2.6 para este caso será:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3(1,5 \times 10^6 \text{ N})}{2(280000\text{mm}^2)} = 8,036 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(1000^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}\right)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \mathbf{8 \text{ MPa}}$$

Además la distancia que se deflexiona la viga será:

$$Y_{max} = \frac{5WL^4}{384 E I_x} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Donde:

W = Carga uniforme (kN/mm).

L = Longitud de la viga (mm).

E = Módulo de elasticidad del material (GPa).

I_x = Momento de inercia en el eje x (mm⁴).

$$Y_{max} = \frac{5(2,14 \times 10^3 N)(1400)^4 mm^4 mm^2 (12)}{(384)(207 \times 10^3 N)(1400)(400)^3 mm^4 mm}$$
$$Y_{max} = \mathbf{0,069 \text{ mm}}$$

Con los esfuerzos calculados de flexión y cortante se puede aplicar la teoría expuesta anteriormente, que es la teoría de distorsión de la energía, para ello se necesita emplear el círculo de Mohr para hallar los esfuerzos principales de la tensión de Von Misses. Los esfuerzos principales son calculados en el círculo de Mohr (figura 2.4), que es una aplicación del software MDSolids. Entonces los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 30,125 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -2,125 \text{ MPa}$$

Aplicando la teoría de la distorsión de la energía, ecuación 2.5; se halla la tensión de Von Misses que es la siguiente:

$$\sigma' = \sqrt{(30,125)^2 + (-2,125)^2 - (30,125 \times -2,125)}$$
$$\sigma' = \mathbf{31,24}$$

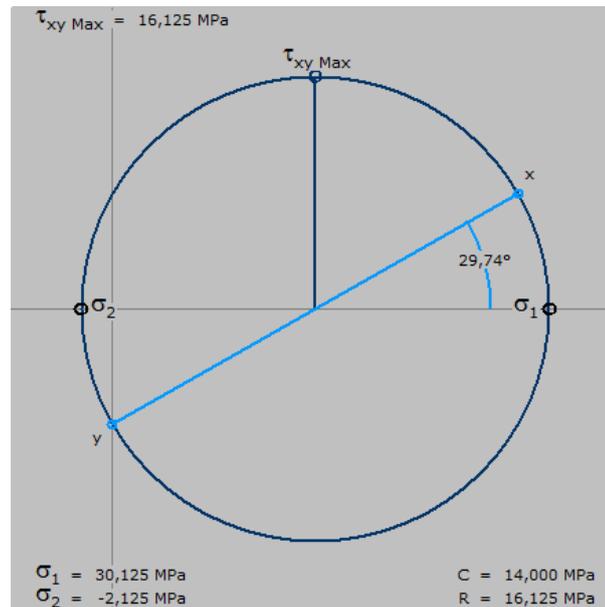


Figura 2.4: Esfuerzos principales de flexión y cortante

Con la tensión de Von Mises y el punto de cedencia del material, para el AISI 1040CD el $S_y=490 \text{ MPa}$, se calcula el factor de seguridad que tendrá el rediseño siendo este:

$$F.S. = \frac{490}{31,24} = \mathbf{15,68}$$

El factor de seguridad con un valor de 15,68 asegura que la bancada será confiable al momento de realizar el proceso de prensado, este elemento tiene un factor elevado debido que está es una máquina a la que se está repontenciando por lo tanto la mesa fija podrá soportar aproximadamente 4 veces la carga aplicada para el análisis, en este caso el elemento mecánico será útil para la aplicación que se está realizando pero no será aprovechado de la mejor manera.

2.2.2 REDISEÑO DE LA MESA FIJA O BASTIDOR UTILIZANDO SOLIDWORKS.

La mesa fija será la que soporte los golpes de fuerza y presión provocados por el cilindro hidráulico al momento de comprimir el aceite, por lo que se realizará un estudio estático del elemento en el software, aplicando la fuerza y las fijaciones que se darán con el funcionamiento de la máquina, también se utilizará el material para el rediseño, acero AISI 1040CD.

El estudio estático indicará de una manera más cercana a la realidad si el elemento mecánico analizado será capaz de soportar la fuerza de prensado (300 TON), y con eso tener la certeza que será confiable para la aplicación, esto es posible ya que el software toma en cuenta todos los detalles del elemento para analizarlo, además comprobará que los rediseños realizados analíticamente tengan similitud en sus resultados sirviendo como un indicador de que se encuentran bien realizados. Los resultados que se obtendrán en SolidWorks 2010 son:

- Tensión de Von Misses.
- Desplazamiento resultante.
- Factor de seguridad.

2.2.2.1 Tensión de Von Misses.

Este resultado muestra el esfuerzo máximo desarrollado en algún punto del elemento analizado, es presentado con un color más rojizo e indica que en ese lugar se encuentra el esfuerzo más crítico, por lo tanto se debe poner más cuidado en ese punto. Este elemento tiene un esfuerzo máximo de **50,83 MPa** (figura 2.5), y está ubicado en el interior de las cuatro perforaciones donde están atravesadas las columnas para fijar la mesa, este esfuerzo es producido cuando se aplica la fuerza de prensado y las columnas se oponen a la deformación del centro de la mesa.

Nombre de modelo: Bancada Mesa Fija
Nombre de estudio: Estudio Mesa Fija
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1

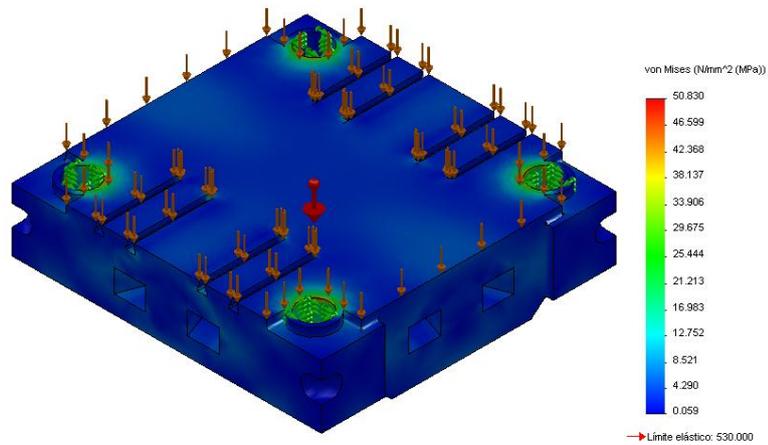


Figura 2.5: Tensión de Von Misses generada en la mesa fija

2.2.2.2 Desplazamiento resultante.

Este resultado muestra la cantidad de deformación que sufre el elemento analizado, se conoce como la deflexión que tiene una viga al aplicarle una carga; la parte rojiza del elemento muestra donde será mayor la deformación. La distancia máxima resultante que ocurre en éste elemento es **0,038 mm** (figura 2.6), valor que no es de consideración ya que está alejado de la unidad por lo que podrá ser despreciable y no afectará al elemento cuando esté trabajando, en la figura 2.7 se muestra la deformación producida con una escala exagerada para poder apreciar el desplazamiento que sufre.

Nombre de modelo: Bancada Mesa Fija
Nombre de estudio: Estudio Mesa Fija
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

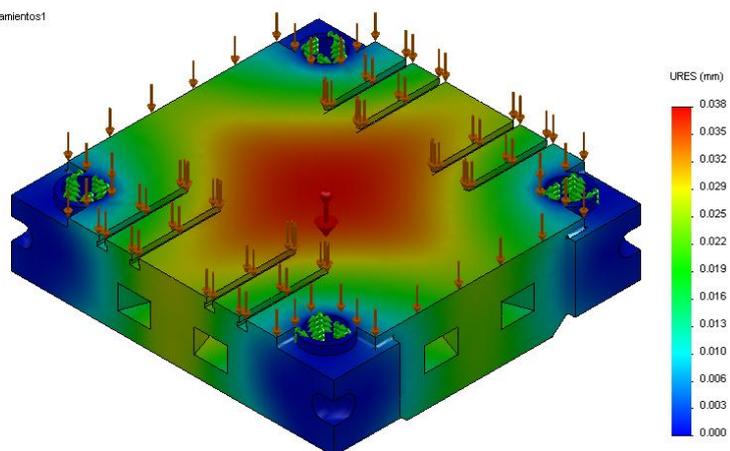


Figura 2.6: Desplazamiento resultante en la mesa fija

Nombre de modelo: Bancada Mesa Fija
Nombre de estudio: Estudio Mesa Fija
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 3866.48

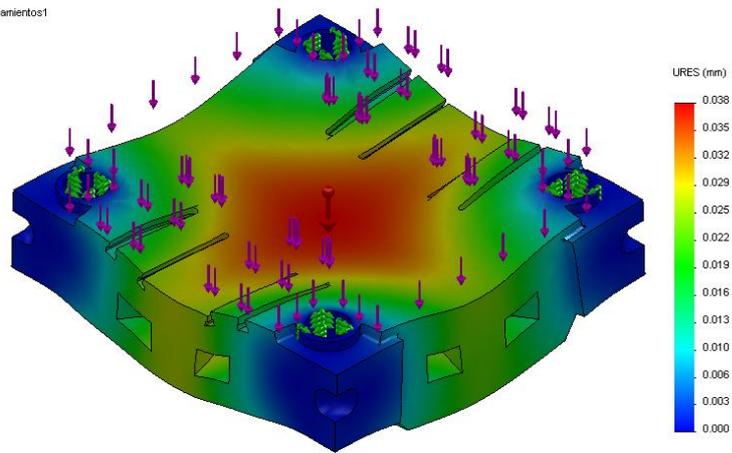


Figura 2.7: Deformación producida en la mesa fija

2.2.2.3 Factor de seguridad.

Este resultado se calcula en función de la teoría que se esté empleando, en este caso se utilizó la tensión de Von Misses; los lugares en color rojizo muestran donde el factor de diseño será más bajo y por ende los más críticos, por lo tanto se verán más afectados al momento de aplicarle la fuerza de prensado.

Este elemento tiene un factor de diseño de **12,3** (figura 2.8), por lo tanto es confiable y seguro ya que es superior al expuesto para este tipo de elementos que es 4; pero se justifica el valor elevado que tiene ya que se trata de la repotenciación de una máquina, por lo tanto la mesa fija podrá resistir 3 veces la fuerza de prensado, por lo que servirá para la aplicación pero no será aprovechado de la mejor manera; además al comparar este valor con el factor de diseño calculado manualmente se acercaron a la igualdad por lo que el elemento está bien analizado.

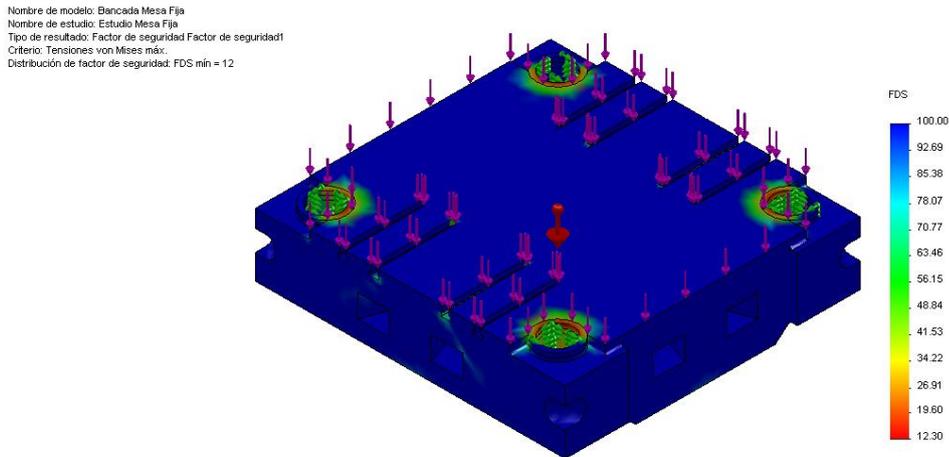


Figura 2.8: Factor de diseño para la mesa fija

2.3 REDISEÑO DE LA MESA MÓVIL.

La mesa móvil (figura 2.9) es el elemento horizontal que va sujeto al vástago del cilindro hidráulico, de igual manera que el bastidor está atravesada por las cuatro columnas pero puede desplazarse ascendente y descendente a lo largo de éstas, en esta mesa se coloca el punzón de la matriz para el prensado. Este elemento es una placa de sección cuadrada de acero AISI 1040CD, y trabaja a esfuerzos de flexión, posee una altura de 220 mm (ANEXO B-4). Para el rediseño de la mesa se ha hecho las mismas consideraciones anteriores, como son datos geométricos (largo, ancho y altura), propiedades del material y por supuesto la carga máxima de trabajo de la prensa (3 MN).



Figura 2.9: Mesa móvil de la prensa

2.3.1 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA MESA MÓVIL.

La mesa móvil al estar atravesada por las columnas y no poseer fijaciones podrá desplazarse longitudinalmente, de esta manera se deslizará hasta chocar contra la mesa fija al momento de prensar, en ese instante soportará un momento flector que se encuentra en el centro del elemento, por lo que se ha considerado para el cálculo una viga con carga central y apoyos simples en los extremos, esto se consigue partiendo a la mesa cuadrada –sin tomar en cuenta los volados– en dos partes iguales para analizar una mitad.

Este rediseño se comprobará con el software SolidWorks 2010, el cual proporcionará resultados más exactos ya que considera todos los detalles del elemento como son: cortes, redondeos, perforaciones, etc. El diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 2.10.

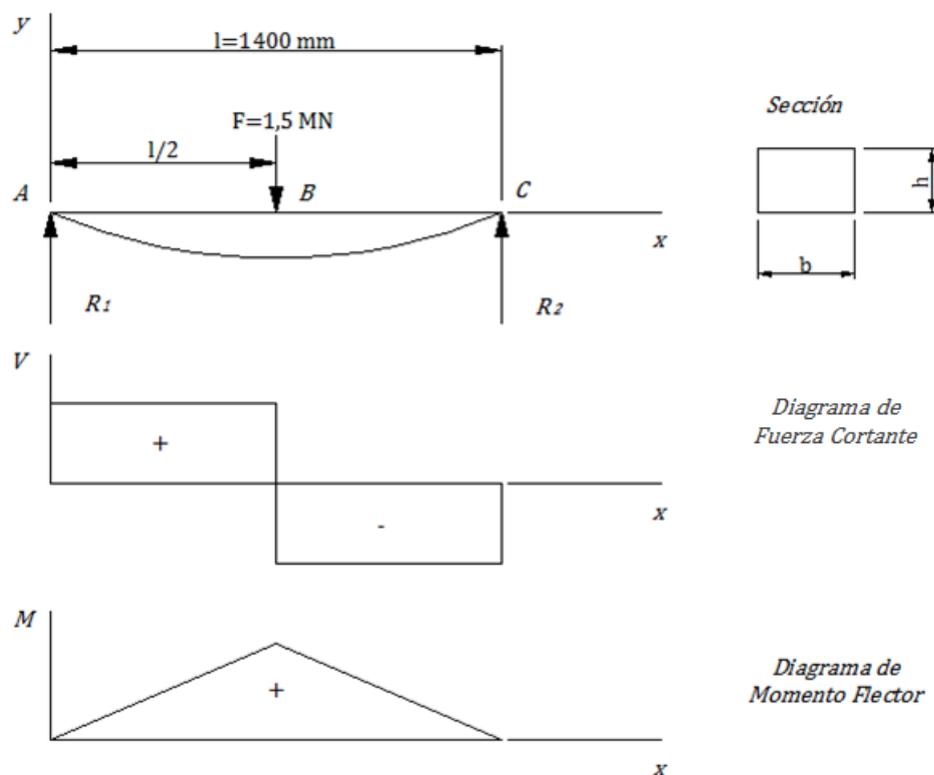


Figura 2.10: Diagrama de Distribución de carga, Fuerza Cortante, Momento Flector y Curva Elástica

Desarrollando las ecuaciones planteadas para la deflexión de una viga con apoyos simples y carga central, se obtiene lo siguiente:

$$R1 = R2 = \frac{F}{2} = \frac{1,5 \text{ MN}}{2} = 0,75 \text{ MN}$$

$$V_{AB} = R1 = \mathbf{0,75 \text{ MN}}$$

$$V_{BC} = -R2 = \mathbf{-0,75 \text{ MN}}$$

$$M_{AB} = \frac{F \cdot x}{2} = \frac{1,5(700)}{2} = 525 \text{ MN} - \text{mm}$$

$$M_{BC} = \frac{F}{2}(l - x) = \frac{1,5}{2}(1400 - 700) = 525 \text{ MN} - \text{mm}$$

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 525 \text{ MN} - \text{mm}}$$

Entonces tomando los valores V y M que serán la fuerza cortante máxima y momento flexionante máximo respectivamente, se halla los esfuerzos que se produjeron. El esfuerzo flexionante máximo al que está sometida la viga según la ecuación 2.5 será:

$$\sigma_{Flex} = \frac{M_{m\acute{a}x} \cdot (6)}{b \cdot h^2} = \frac{525 \text{ MN} \cdot \text{mm}(6)}{(700 \text{ mm})(220 \text{ mm})^2} = 92,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(1000 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}\right)$$

$$\mathbf{\sigma_{Flex} = 93 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo cortante máximo para este caso utilizando la ecuación 2.6 y 2.7 será:

$$A = b \cdot h = (700)(220) = 154000 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3(0,75 \times 10^6 \text{ N})}{2(154000 \text{ mm}^2)} = 7,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \left(1000^2 \frac{\text{mm}^2}{\text{m}^2}\right)$$

$$\mathbf{\tau_{m\acute{a}x} = 7,3 \text{ MPa}}$$

La distancia que se deflexiona la viga utilizando la ecuación 2.9 será:

$$Y_{max} = \frac{FL^3}{48 E I_x} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde:

F = Carga central (kN).

L = Longitud de la viga (mm).

E = Módulo de elasticidad del material (GPa).

I_x = Momento de inercia en el eje x (mm^4).

$$Y_{max} = \frac{(3 \times 10^6 N)(1400)^3 \text{mm}^3 \text{mm}^2 (12)}{(48)(207 \times 10^3 N)(700)(200)^3 \text{mm}^4}$$

$$Y_{max} = \mathbf{0,88 \text{ mm}}$$

Aplicando la teoría expuesta anteriormente que es la teoría de distorsión de la energía, y empleando el círculo de Mohr (figura 2.11) para hallar los esfuerzos principales de la tensión de Von Misses, hallamos el factor de seguridad. Entonces los esfuerzos principales que dio el círculo de Mohr son:

$$\sigma_1 = 93,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0,57 \text{ MPa}$$

La tensión de Von Misses para diseñar utilizando la ecuación 2.5 será:

$$\sigma' = \sqrt{(93.57)^2 + (-0.57)^2 - (93.57 \times -0.57)}$$

$$\sigma' = \mathbf{93,85}$$

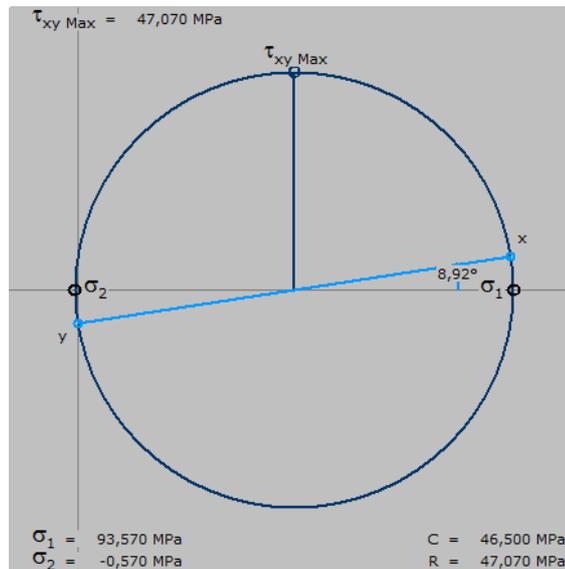


Figura 2.11: Esfuerzos principales de flexión y cortante

Con la tensión de Von Misses y el punto de cedencia del material, se calcula el factor de seguridad que tendrá el rediseño siendo este:

$$F.S = \frac{490}{93,85} = 5,22$$

El factor de seguridad con un valor de **5,22** asegura que la mesa móvil es confiable y no fallará cuando trabaje con la fuerza de prensado, por lo tanto este elemento mecánico está en óptimas condiciones para ser utilizado en la aplicación que se pretende utilizar.

2.3.2 REDISEÑO DE LA MESA MÓVIL UTILIZANDO SOLIDWORKS.

La mesa móvil también soportará la fuerza que el cilindro hidráulico produzca para el prensado, esta fuerza será aplicada en la cara superior de la mesa y luego será transmitida a la matriz, por lo que se realizará un estudio estático del elemento en el software aplicándole la fuerza y las sujeciones que se darán en el instante de realizar el proceso de prensado, el material aplicado al rediseño será AISI 1040CD, este estudio arrojó los resultados siguientes:

2.3.2.1 Tensión de Von Misses.

Este elemento tiene un esfuerzo máximo de **106,6 MPa** (figura 2.12), y está ubicado en el interior de las cuatro perforaciones donde las columnas están atravesadas para permitir el movimiento longitudinal de la mesa, este esfuerzo es producido cuando se aplica la fuerza de prensado y las columnas se oponen a la deformación del centro de la mesa, son puntos críticos pero debido al límite de fluencia del material no serán de gran afectación.

Nombre de modelo: Mesa Movil
Nombre de estudio: Estudio Mesa Movil
Tipo de resultado: Static tension nodal Tensionest
Escala de deformación: 1

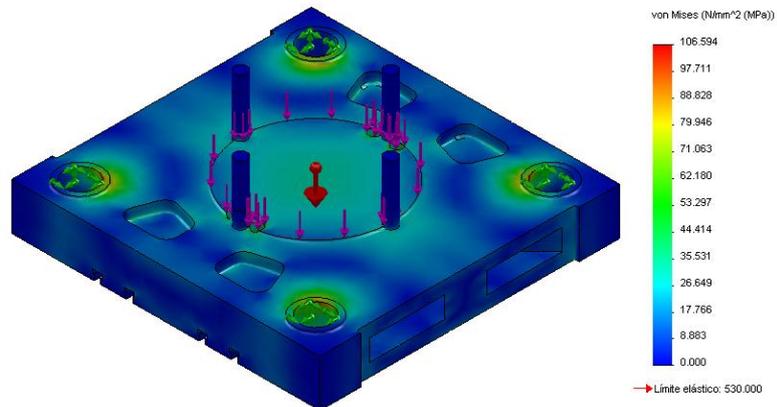


Figura 2.12: Tensión de Von Misses generada en la mesa móvil

2.3.2.2 Desplazamiento resultante.

La distancia máxima resultante que ocurre en este elemento es **0,237 mm** (figura 2.13), valor que puede ser despreciable ya que no es tan elevado para ésta aplicación, será imperceptible para el ojo humano y no afectará en el desempeño del elemento cuando esté trabajando; en la figura 2.14 se muestra la deformación producida con una escala exagerada para poder apreciar el desplazamiento que sufre.

Nombre de modelo: Mesa Movil
Nombre de estudio: Estudio Mesa Movil
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

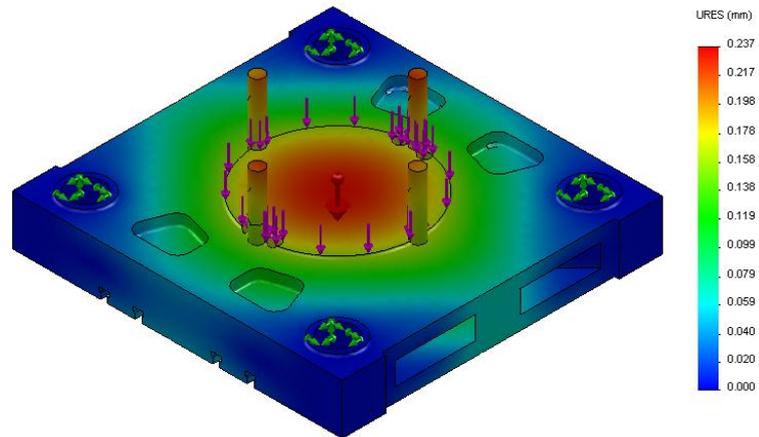


Figura 2.13: Desplazamiento resultante en la mesa móvil

Nombre de modelo: Mesa Movil
Nombre de estudio: Estudio Mesa Movil
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 607.276

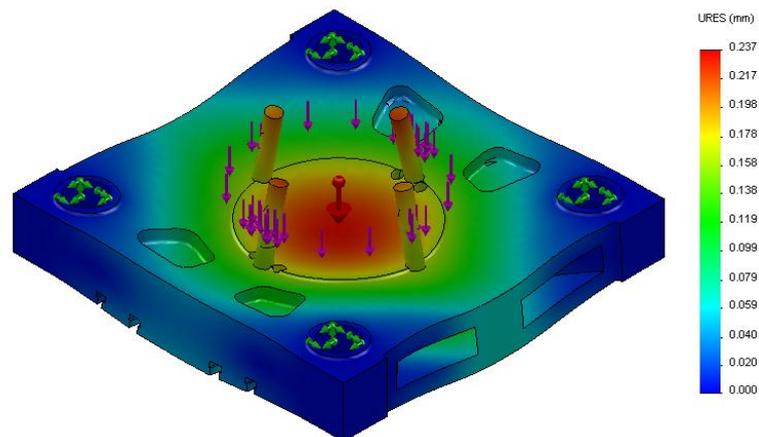


Figura 2.14: Deformación producida en la mesa móvil

2.3.2.3 Factor de seguridad.

El factor de diseño que tendrá este elemento será de **5** (figura 2.15), lo cual indica que la mesa móvil será confiable para la aplicación que se le pretende dar, por lo que se puede hacer uso de ésta con total seguridad.

Es necesario indicar que la carga utilizada para el rediseño será la máxima que puede soportar, si se sobrepasa este valor se tendrá problemas y aparecerán

deformaciones en el elemento, por lo que se recomienda que al trabajar ésta en conjunto con la mesa fija hacerlo únicamente con esta carga de trabajo.

Nombre de modelo: Mesa Movil
Nombre de estudio: Estudio Mesa Movil
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 5

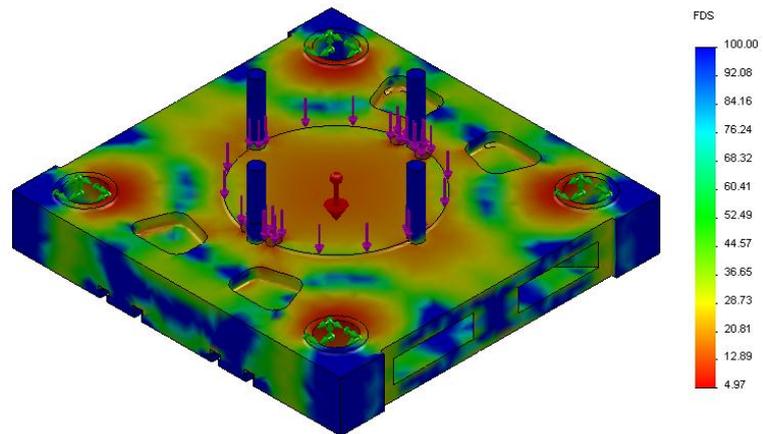


Figura 2.15: Factor de diseño para la mesa móvil

2.4 REDISEÑO DE LAS COLUMNAS.

Las columnas son los elementos verticales, que están fijamente sujetos al bastidor y a la estructura del cilindro hidráulico, permiten el desplazamiento de la mesa móvil a lo largo de ellas (figura 2.16). Son elementos de sección circular maciza, construidas en acero AISI 1040CD y están sometidas a carga normal cuando aparece la fuerza para prensar el material, esto puede provocar que las columnas tiendan a pandearse por lo que se hará el rediseño con criterio de pandeo, sus medidas se muestran en el ANEXO B-3.

Las columnas poseen una longitud de 3660 mm, para permitir el recorrido del vástago y tener espacio para el montaje y maniobrabilidad de las matrices de trabajo. Para el cálculo se ha partido de sus datos geométricos como son: longitud y diámetro; propiedades del material y por supuesto la carga máxima de trabajo de la prensa que es 3 MN, en este caso será distribuida para las cuatro columnas, entonces la carga individual será 0,75 MN.



Figura 2.16: Columnas de la prensa hidráulica

2.4.1 CÁLCULO DE LA COLUMNA.

La columna está sujeta en la parte inferior y superior con tuercas contra la mesa fija y el cilindro hidráulico respectivamente, por lo tanto se considera que está empotrada en ambos lados y soporta una carga en la parte superior, entonces el valor práctico de K para la longitud efectiva de una columna según el tipo de fijación es: $[K = 0,65]$ ¹⁹. El diagrama de distribución de carga se muestra en la figura 2.17.

Para el rediseño se utilizó la “Teoría de Diseño de Columnas”²⁰, la cual indica que primero se tiene que calcular la razón de delgadez que tiene la columna, y viene dada por:

$$\text{Razón de delgadez} = \frac{KL}{r} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Donde:

K = Constante que depende de la fijación de los extremos.

L = Longitud real de la columna (mm).

r = Radio de giro mínimo (mm).

¹⁹ Robert L. Mott; Diseño de elementos de máquinas; 2da Edición; Pág. 178.

²⁰ Robert L. Mott; Diseño de elementos de máquinas; 2da Edición; Págs. 179 - 191.

Entonces calculando se tiene que:

$$r = \frac{D}{4} = \frac{150 \text{ mm}}{4} = 37,5 \text{ mm}$$
$$\frac{kl}{r} = \frac{0,65 (3660 \text{ mm})}{37,5 \text{ mm}} = \mathbf{63,44}$$

Luego se calcula la constante de columna para establecer la relación con la razón de delgadez y así poder decidir cuál método emplear para analizar la columna recta cargada en el centro, se toma en cuenta los siguientes criterios:

$\frac{KL}{r_{min}} > Cc$ Columna larga y se ocupa la ecuación de Euler.

$\frac{KL}{r_{min}} < Cc$ Columna corta y se ocupa la ecuación de J. B. Johnson.

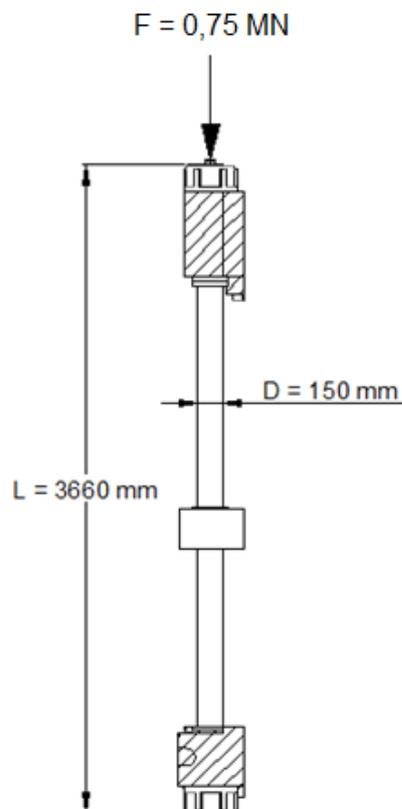


Figura 2.17: Distribución de carga en la columna de la prensa

Para calcular la constante de la columna se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del acero AISI 1040 CD (GPa).

S_y = Resistencia a punto cedente del acero AISI 1040 CD (MPa).

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(207 \times 10^9)Pa}{490 \times 10^6 Pa}} = \mathbf{91,31}$$

Estableciendo la relación entre la relación de delgadez y la constante de la columna se tiene:

$$\mathbf{63,44 < 91,31}$$

Esta comparación indica que a la columna hay que analizarla como una columna corta, utilizando la fórmula de J. B. Johnson que se muestra en la ecuación siguiente y calculando se tiene:

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{4 \pi^2 E} \right] \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

P_{cr} = Carga crítica que genera pandeo (N).

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(150 \text{ mm})^2}{4} = 17671,46 \text{ mm}^2$$

$$P_{cr} = (17671,46 \text{ mm}^2) \left(490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \left[1 - \frac{490 \times 10^6 \text{ Pa} (63,44)^2}{4\pi^2 (207 \times 10^9 \text{ Pa})} \right]$$

$$P_{cr} = 6,57 \text{ MN}$$

A esta carga crítica se le debe aplicar un factor de diseño para determinar la carga permisible que se puede utilizar para que la columna no llegue a fallar por pandeo, se toma un valor de F.S. = 4, y con la ecuación siguiente se determina que la carga admisible es:

$$Pa = \frac{P_{cr}}{F.S.} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$Pa = \frac{6,57 \text{ MN}}{4} = 1,64 \text{ MN}$$

La carga admisible es la máxima que se podrá aplicar a cada una de las columnas del cilindro hidráulico, por lo tanto al tener una carga de 0,75 MN como carga individual para cada una de las columnas, entonces se llega a la conclusión que la prensa está en óptimas condiciones para trabajar con la presión y fuerza proyectadas para el proceso de prensado.

2.5 REDISEÑO DEL EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

El rediseño del eje del cilindro hidráulico se desarrollará bajo la consideración de que este elemento es una columna con carga normal en su sección y está fijamente empotrada en el extremo inferior.

2.5.1 CÁLCULO DEL EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

En la figura 2.18 se muestra como está aplicada la carga y el tipo de sujeción que tiene el eje del cilindro hidráulico, para este caso el valor práctico de K para la longitud efectiva de la columna según el tipo de fijación es: K = 0,65.

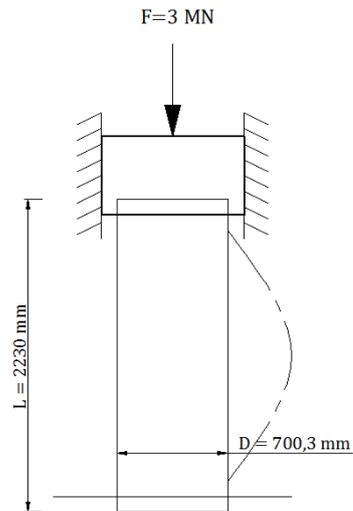


Figura 2.18: Factor de diseño para la columna

La razón de delgadez que tiene la columna según la ecuación 2.10 es:

$$r = \frac{D}{4} = \frac{700,3 \text{ mm}}{4} = 175,075$$

$$\frac{kl}{r} = \frac{0,65 (2230)}{175,075} = \mathbf{8,27}$$

La constante de la columna para establecer la relación con la razón de delgadez utilizando la ecuación 2.11 tiene un valor de:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(207 \times 10^9)Pa}{490 \times 10^6 Pa}}$$

$$\mathbf{C_c = 91,31}$$

Entonces estableciendo la relación entre la relación de delgadez y la constante de la columna se tiene:

$$\mathbf{8,27 < 91,31}$$

Esta comparación indica que la columna o eje del cilindro hidráulico se la tiene que analizar como una columna corta, utilizando la fórmula de J. B. Johnson (ecuación 2.12), y calculando se tiene:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (700,3 \text{ mm})^2}{4} = 385175,038 \text{ mm}^2$$

$$P_{cr} = (385175,038 \text{ mm}^2) \left(490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \left[1 - \frac{490 \times 10^6 \text{ Pa} (8,27)^2}{4\pi^2 (207 \times 10^9 \text{ Pa})} \right]$$

$$\mathbf{P_{cr} = 187,96 \text{ MN}}$$

A esta carga crítica se le debe aplicar un factor de diseño para determinar la carga permisible que se puede utilizar, obteniendo que la columna no llegue a fallar por pandeo, se toma un valor de F.S. = 4, dando una carga admisible de:

$$Pa = \frac{P_{cr}}{F.S.} = \frac{187,96}{4}$$

$$\mathbf{Pa = 46,99 \text{ MN}}$$

La carga admisible es muy elevada al compararla con la carga que se aplicará al eje del cilindro hidráulico, la causa de esto puede ser que este elemento era utilizado para otra aplicación desconocida donde se necesitaba de un mayor tonelaje, pero como el objetivo del rediseño era comprobar si será útil para la aplicación que se está desarrollando entonces, debido que cubre la carga para el proceso de prensado el elemento está en optimas condiciones para utilizarlo en la aplicación.

2.6 REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL TANQUE DE ACEITE PRINCIPAL.

Esta estructura es la que soporta el peso del tanque de aceite principal incluido el peso del aceite hidráulico que está dentro, se considera que está completamente lleno para el análisis debido que ésta será la condición más extrema en la cual podría fallar la estructura; está sujeta en ambos extremos, sometida a esfuerzos de flexión y construida en acero ASTM A-36, se escogió este material porque tiene un punto mínimo de fluencia de 36000 psi el cual es suficiente para la aplicación que se le va a dar, además está disponible en el mercado en forma de canales o perfiles, para este caso se utilizó perfil cuadrado. Sus medidas (ANEXO B-6) cubren toda el área del tanque de aceite. La principal función de esta estructura es elevar el tanque de aceite para reducir las pérdidas en el sistema hidráulico debido a la altura, entonces el rediseño resultaría como se detalla a continuación:

2.6.1 TENSION DE VON MISSES.

Esta estructura tiene un esfuerzo máximo de **53,35 MPa** (figura 2.19), y está concentrado en el centro de los miembros estructurales que la conforman, esto quiere decir que la carga aplicada se distribuye de manera uniforme y no ataca únicamente a un elemento.

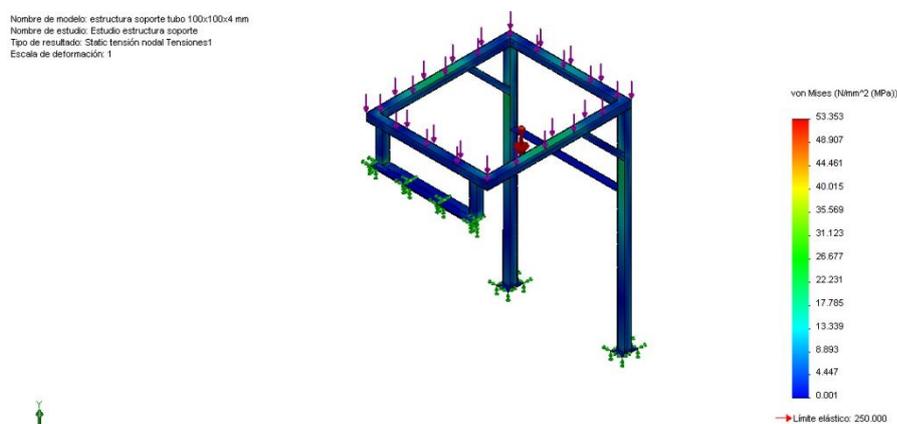


Figura 2.19: Tensión de Von Misses generada en la estructura

2.6.2 DESPLAZAMIENTO RESULTANTE.

El desplazamiento resultante que sufre la estructura es **0,85 mm** (figura 2.20), esto se producirá al momento de llenar el tanque con el aceite hidráulico, y como se trata de un desplazamiento bajo ya que el límite de fluencia del material utilizado es el adecuado para esta aplicación entonces no se verá afectado el desempeño de la estructura, por lo tanto se puede despreciar esta deformación aunque este fenómeno se presente siempre, en la figura 2.21 se muestra la deformación que se produce.

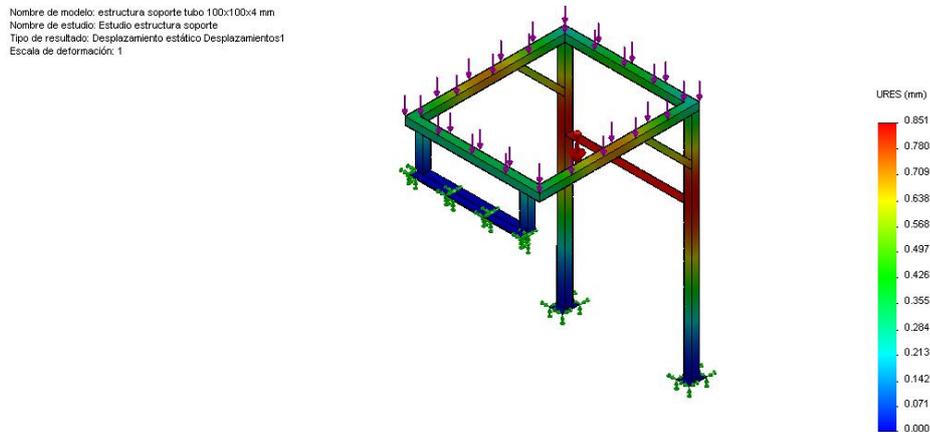


Figura 2.20: Desplazamiento resultante en la estructura

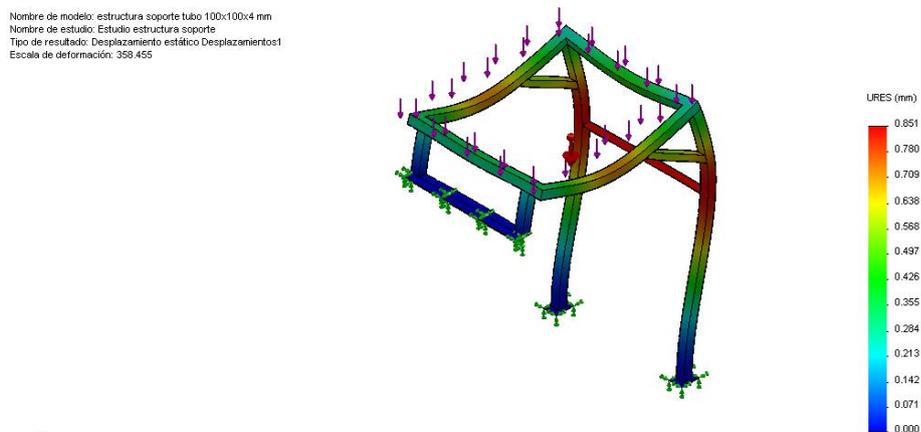


Figura 2.21: Deformación producida en la estructura

2.6.3 FACTOR DE SEGURIDAD.

El factor de seguridad para la estructura es **4,7** (figura 2.22), lo cual indica que soportará de forma confiable todo el peso del tanque completamente lleno de aceite hidráulico, en conclusión la estructura se encuentra bien realizada aunque ésta haya sido construida de forma empírica (sin diseño y sin planos), por lo tanto para aplicaciones posteriores se recomienda el uso del rediseño de la estructura y sus planos, los cuales se encuentran en este capítulo y en el Anexo B-6 respectivamente, éstos fueron realizados con criterio técnico en función de la carga total.

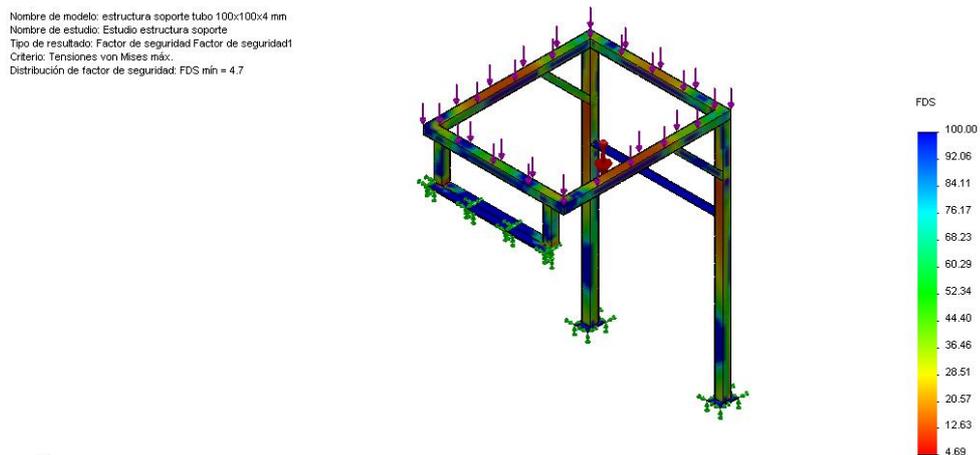


Figura 2.22: Factor de diseño para la estructura

2.7 MODELADO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA PRENSA HIDROGARNE.

La simulación del sistema mecánico se lo realizó en el software SolidWorks 2010 (ANEXO B-1), y se tomó en cuenta principalmente el tipo de matriz que se utilizará para prensar, ya que ésta determinará (según la altura de la matriz) la distancia que recorrerá el vástago del cilindro hidráulico, por tal motivo para la simulación, el vástago avanzará hasta una distancia de 500 mm y justo ahí se aplicará la fuerza de 3 MN con la que se realizará el proceso de prensado, cabe

indicar que según la distancia que avanza el vástago se aumenta o disminuye el tiempo de producción.

El diagrama Consumo de Energía del Anexo B-1, muestra que en el instante en el que se aplica la fuerza de 3 MN la energía se incrementa hasta alcanzar una magnitud de 10276 watts (16,2 hp), lo cual servirá como guía para la selección del motor eléctrico necesario para el movimiento del vástago del cilindro hidráulico.

2.8 PLANOS CONSTRUCTIVOS DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE.

Se refiere al diseño de los planos estructurales, en los cuales se detalla los elementos mecánicos de la prensa hidráulica con sus diferentes vistas, medidas, acabados superficiales, cortes, detalles y tolerancias geométricas, esto se realizó utilizando el software SolidWorks 2010. Los planos constructivos de la máquina se muestran en los ANEXOS B-2 a B-8.

2.9 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

Los parámetros iniciales y fundamentales para este diseño serán: la fuerza de 300 TON que se quiere conseguir, el área interna del cilindro hidráulico, la utilización de un tanque de aceite superior el cual llenará el interior del cilindro más rápido y la utilización de bloques de acero (manifold) que servirán para la distribución de las presiones y el montaje de las válvulas hidráulicas.

El diseño del sistema hidráulico que se implementará en la prensa hidráulica debe satisfacer un ciclo de trabajo determinado, por lo tanto para diseñar este sistema se tiene que hallar la presión, caudal y potencia necesaria del motor; luego con estos parámetros se especificará los elementos direccionales, elementos de regulación y control y demás componentes que intervienen en el correcto funcionamiento del ciclo de trabajo.

2.9.1 CICLO DE TRABAJO.

Se tiene que elaborar una tabla donde se dispondrá de todos los datos del ciclo de trabajo, estos son valores de presiones y caudales necesarios para la realización de cada movimiento del ciclo, para esto se detalla a continuación los datos correspondientes de esfuerzos, velocidades y componentes existentes:

- a) Se quiere desarrollar una fuerza de 300 Toneladas (300000 kg) en el prensado, esto se realizará en un tiempo menor o igual a 10 segundos.
- b) A continuación se mantiene la pieza prensada durante otros 15 segundos.
- c) Seguidamente retrocede la prensa en un tiempo menor a 20 segundos hasta alcanzar su posición inicial, para realizar este movimiento debe vencer un peso de 10493 kg como se ve a continuación:

$$W_1 = (W_{vástago} + W_{\text{mesa botador}} + W_{\text{mesa móvil}})$$
$$W_1 = (6673,22 + 332,64 + 3002) \text{ kg}$$

$$W_1 = 10007,86 \text{ kg} \approx \mathbf{10008 \text{ kg}}$$

$$W_2 = W_{\text{aceite}} = \rho_{\text{aceite}} \times V = \rho_{\text{aceite}} \times \frac{\pi D^2 \cdot h}{4}$$

Donde:

D = Diámetro interior del cilindro hidráulico (mm).

h = Altura del interior del cilindro hidráulico donde se llenara de aceite (mm).

$$W_2 = 890,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\pi (730,3 \text{ mm})^2 \cdot 1300 \text{ mm}}{4} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000^3 \text{ mm}^3}$$

$$W_2 = 484,92 \text{ kg} \approx \mathbf{485 \text{ kg}}$$

Entonces el peso que deberá vencer la prensa en el retroceso será de:

$$W_{a\ vencer} = (W_1 + W_2) = (10008 + 485)kg$$

$$W_{a\ vencer} = \mathbf{10493\ kg}$$

- d) Al llegar la prensa a su posición inicial deberá salir el botador en el caso que sea necesario utilizarlo, en un tiempo menor a 30 segundos, si no se necesita del botador se saltará este paso directamente hasta el paso e.
- e) Finalmente la prensa se mantiene en reposo durante 20 segundos o más según requiera el operador de la máquina o hasta iniciar un nuevo ciclo; es importante que se mantenga en ésta posición ya que si se baja la prensa por su propio peso podrá lastimar al operador que está cambiando el material prensado por otro nuevo.
- f) La longitud total a recorrer es de 1000 mm o 100 cm, esta longitud puede variar según la necesidad del operador, se regula utilizando los finales de carrera.
- g) Se va aprovechar un cilindro hidráulico de 1300 mm de carrera, con diámetro interno de 730,3 mm y 700,3 mm de diámetro de vástago.
- h) Se dispone de energía eléctrica suficiente y el accionamiento y la temporización se deberá realizar por medios eléctricos.

En la figura 2.23 se muestra el diagrama Posición – Tiempo del ciclo de trabajo, este diagrama simplifica todo el ciclo y sirve para tener una mejor comprensión de los movimientos que desarrollará la prensa hidráulica.

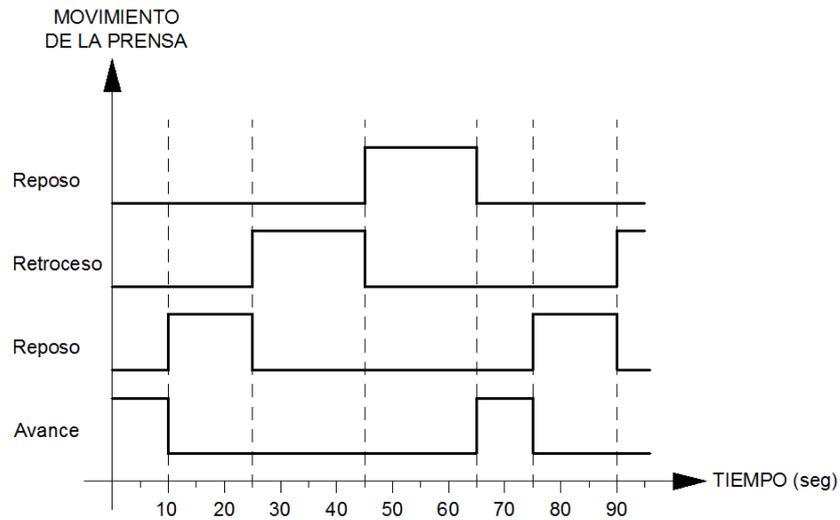


Figura 2.23: Diagrama posición – tiempo del ciclo de trabajo

2.9.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

- Inicialmente la mesa móvil de la prensa deberá estar suspendida en la parte superior de las columnas, por la fuerza que ejerce el fluido hidráulico al estar taponada la línea de avance en la posición central de la válvula direccional principal, esta posición a su vez se controlará con un final de carrera **A0**.
- Para que inicie el avance de la prensa se deberá activar primeramente la presión piloto (**PP**), la cual accionará las diferentes válvulas que intervienen en el sistema, luego de un tiempo se abrirá la válvula direccional de llenado (**VDL**) ubicada en el interior del cilindro hidráulico en la parte superior, al realizar esto todo el fluido que se encuentra en el tanque superior caerá dentro del cilindro a medida que va bajando la prensa al accionar la válvula direccional de avance (**VDA**), de esta manera se llenará en menos tiempo el interior del cilindro hidráulico evitando bombear una gran cantidad de aceite desde el tanque principal.
- Al avanzar la prensa se encontrará en su recorrido con un sensor inductivo **S1**, el cual cerrará la válvula direccional de llenado (**VDL**) permitiendo que la bomba entre a trabajar en alta presión cuando se

encuentre con el material para prensar, de esta manera alcanzará una presión que será marcada en un manómetro y será regulada con un presóstato **PR1** el cual desconectará toda la secuencia de avance.

- Para el retroceso de la prensa se producirá una secuencia similar, en la cual se activará la presión piloto (**PP**) y luego de un tiempo ésta activará la válvula direccional de descarga (**VDD**) para descargar la presión que se encuentra en la línea de avance evitando que la bomba reciba esa sobrepresión, pasado un tiempo pequeño se activará también la válvula direccional de llenado (**VDL**) que debe estar cerrada, esto hará que cuando se accione la válvula direccional de retroceso (**VDR**) todo el aceite que bajo del tanque superior regrese a su posición inicial, la prensa retrocederá hasta alcanzar el final de carrera **A0**, el cual finalizará con el ciclo y desactivará todos los elementos.
- En el caso de necesitar del funcionamiento del botador, el final de carrera **A0** accionará la válvula direccional avance de éste (**VDAB**) provocando su avance, al encontrarse con el material se elevará la presión hasta alcanzar la presión regulada en un presóstato **PR2**, el cual accionará la válvula direccional retroceso (**VDRB**) hasta su posición inicial y se detendrá por medio de un temporizador.
- Cabe mencionar que para brindar seguridad a los operadores se colocará un final de carrera **A1** en la parte inferior de la mesa móvil, el cual desconectará todo el funcionamiento de la secuencia de avance de la prensa quedando ésta estática, de esta manera podrán realizar cualquier maniobra con mayor seguridad, aunque lo más recomendable sería que realicen cualquier trabajo con la máquina apagada.

En la figura 2.24 se muestra el diagrama Posición – Tiempo del funcionamiento del sistema hidráulico, este diagrama simplifica todo lo dicho anteriormente y sirve para tener una mejor comprensión de los accionamientos que se desarrollarán para lograr el funcionamiento de la prensa hidráulica.

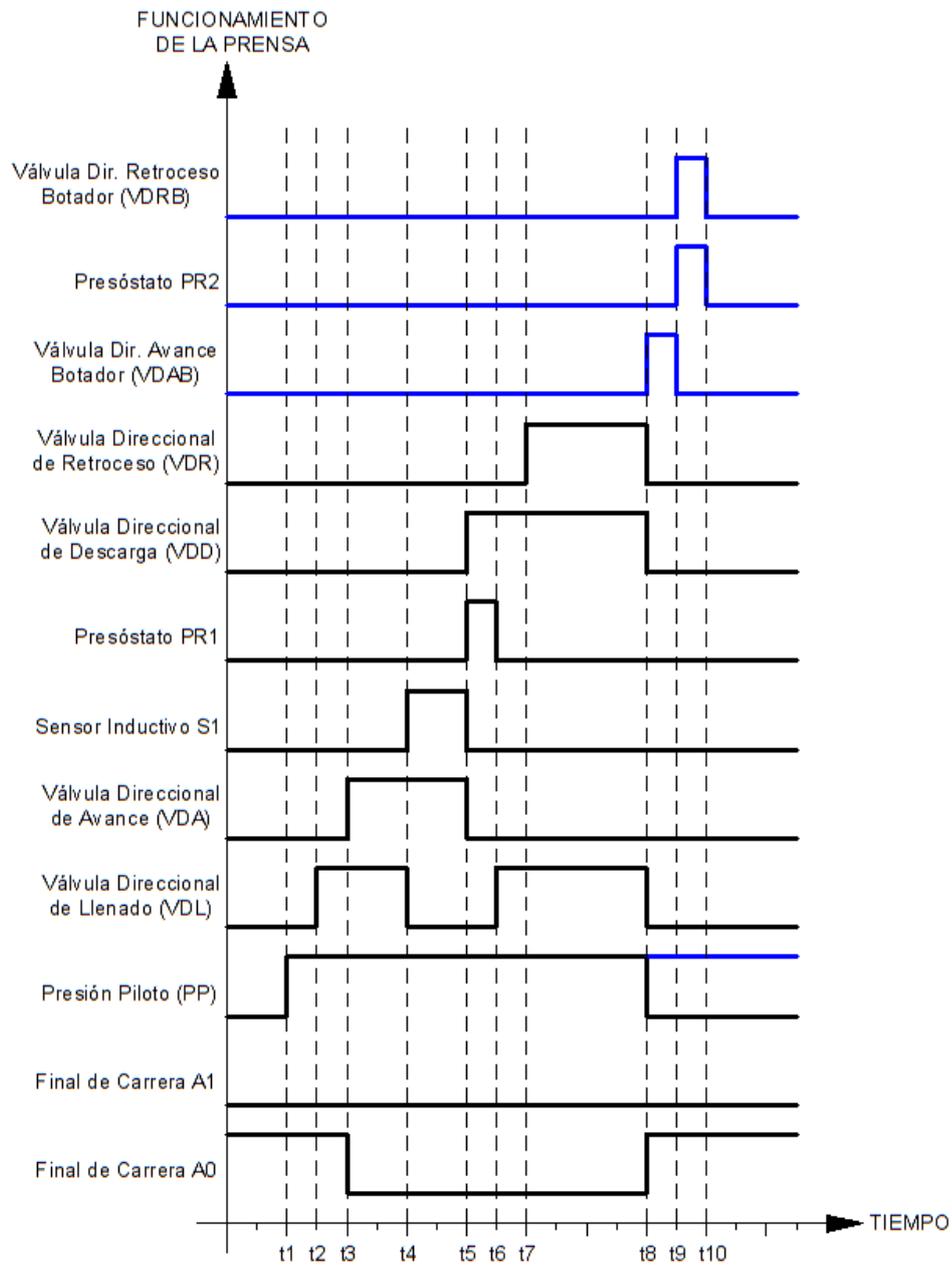


Figura 2.24: Diagrama posición – tiempo del funcionamiento de la prensa

2.9.3 CÁLCULO DE PRESIÓN Y CAUDAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

Para completar los datos de la tabla de ciclo de trabajo se calculó los parámetros de presión y caudal necesarios y posteriormente, la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba que será por medio de un motor eléctrico.

2.9.3.1 Presiones.

La presión necesaria para ejercer una fuerza de 300000 kg será:

$$p = \frac{Fuerza}{\text{Área}} = \frac{300000 \text{ kg}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{300000 \text{ kg}}{\frac{\pi(73,03)^2 \text{ cm}^2}{4}}$$

$$p = 71,62 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 7024 \text{ kPa}$$

La presión necesaria para el retorno, venciendo una fuerza de 10493 kg será:

$$p = \frac{Fuerza}{\text{Área anular}} = \frac{10493 \text{ kg}}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{10493 \text{ kg}}{\frac{\pi(73,03)^2 \text{ cm}^2}{4} - \frac{\pi(70,03)^2 \text{ cm}^2}{4}}$$

$$p = 31,13 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 3053 \text{ kPa}$$

Entonces la bomba deberá ser capaz de entregar al sistema una presión de 71,62 kg/cm² más pérdidas de carga, por lo que se seleccionará una bomba que entregue una presión superior a 72 kg/cm² (70,6 bar) que será la presión de trabajo, además de la presión es necesario conocer el caudal necesario para las fases del ciclo por lo que en posterior se seleccionará la bomba.

2.9.3.2 Caudales.

El área del cilindro hidráulico es de 4188,82 cm², esto quiere decir que cada centímetro de avance requerirá 4188,82 cm³ de fluido, entonces para desplazarse una distancia de 1000 mm en el avance, la cantidad de aceite que se necesitará es:

$$Cantidad \ de \ aceite_{avance} = 4188,82 \text{ cm}^2 \cdot 100 \text{ cm} = 418882 \text{ cc} = \mathbf{418,8 \text{ lts}}$$

Como este desplazamiento se realiza en sólo 10 segundos, la bomba deberá suministrar un caudal mínimo de 418,8 litros en 10 segundos o 2512,8 lts/min.

Para la segunda fase el vástago va a recorrer toda la carrera hasta su posición inicial 1000 mm en 20 segundos, y siendo el área anular del cilindro 337,07 cm², el volumen necesario para realizar esa carrera será:

$$\text{Cantidad de aceite}_{\text{retroceso}} = 337,07 \text{ cm}^2 \cdot 100 \text{ cm} = 33707 \text{ cc}$$

$$\text{Cantidad de aceite}_{\text{retroceso}} = \mathbf{33,70 \text{ lts}}$$

Este volumen se necesita en 20 segundos, entonces en un minuto la bomba tendrá que suministrar **101,1 lts/min**.

Además en ocasiones la prensa tendrá que utilizar el Botador que es utilizado para botar las piezas prensadas cuando éstas no caen por si solas, este es un pequeño cilindro dentro del vástago grande de la prensa, tiene un diámetro interno de 240 mm con una carrera de 265 mm, y utilizará una cantidad de aceite de:

$$\text{Cantidad de aceite}_{\text{botador}} = 452,4 \text{ cm}^2 \cdot 26,5 \text{ cm} = 11988,6 \text{ cc} \approx \mathbf{12 \text{ lts}}$$

Entonces con ese volumen y asumiendo que el funcionamiento del botador durará 15 segundos se necesitará un caudal de **48 lts/min**.

El caudal en las dos fases de movimiento no es el mismo, por ello se utilizará una bomba capaz de satisfacer las necesidades del caudal máximo, pero como éste es demasiado alto (2512,8 lts/min) la bomba resultará muy costosa convirtiéndose en un problema.

Para solucionar este problema se utilizará un tanque de aceite que se ubicará en la parte superior de la prensa, el cual está conectado a una cámara por encima del

vástago en el interior del cilindro hidráulico, y se accionará una compuerta que es pilotada hidráulicamente, ésta permitirá que el aceite del tanque caiga por gravedad al interior del cilindro hidráulico llenándolo, provocando que el vástago de la prensa baje con mayor velocidad cuando la bomba suministre el caudal pero sin necesidad de que éste sea tan elevado. El volumen resultante será:

$$V_{resultante} = V_{interno} - V_{superior}$$

$$V_{resultante} = 418,8 \text{ lts} - 400 \text{ lts}$$

$$V_{resultante} = \mathbf{18,8 \text{ lts}}$$

Este volumen deberá suministrar la bomba al interior del cilindro hidráulico para que éste avance y de presión, como se quiere que el avance se realice en 10 segundos la bomba deberá dar un caudal mínimo de **112,8 lts/min**.

2.9.4 TABLA DEL CICLO DE TRABAJO.

Después de haber calculado los parámetros necesarios del sistema que se va a desarrollar, se completa el cuadro del ciclo de trabajo, ver tabla 2.2.

Tabla 2.2. Ciclo de trabajo

MOVIMIENTO	TIEMPO (seg)	FUERZA (kg)	CARRERA (mm)	PRESIÓN (kg/cm ²)	CAUDAL (lts/min)
Avance	10	300000	1000	71,62	112,8
Reposo	15	300000	0	71,62	0
Retroceso	20	10493	1000	31,13	101,1
Reposo	20	10493	0	31,13	0
Total	65			71,62	112,8

2.9.5 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DEL SISTEMA.

El circuito hidráulico del sistema se lo diseñó luego de haber realizado un estudio del bloque principal de electroválvulas (bloque manifold) de la prensa (figura 2.25), se realizó este estudio en la parte hidráulica ya que se desconocía la distribución de los conductos internos del bloque ya que se trata del elemento de una máquina desconocida.

En este bloque manifold se colocarán la válvula direccional principal para el control de fuerza del fluido, una válvula check o anti retorno, una válvula reguladora de presión y una válvula direccional de descarga de presión, las válvulas direccionales serán pilotadas hidráulicamente por electroválvulas pequeñas que van montadas en la parte superior de éstas.

Se necesitará además del bloque manifold principal otro secundario (figura 2.27), en el cuál se colocarán una electroválvula direccional que controlará el accionamiento del botador y una electroválvula direccional taponada en la salida B para la generación de la presión piloto. Para controlar el fluido del tanque superior de aceite se utilizará una válvula de llenado, la cual se encuentra en la parte superior de la prensa, ésta es pilotada por una electroválvula

Estos elementos son los más importante del sistema hidráulico de la prensa, otros elementos como son: válvulas estranguladoras normales o reguladas, válvulas antirretorno pilotadas, etc., serán añadidas para obtener un mejor funcionamiento del sistema.



Figura 2.25: Bloque principal para el montaje válvulas hidráulicas

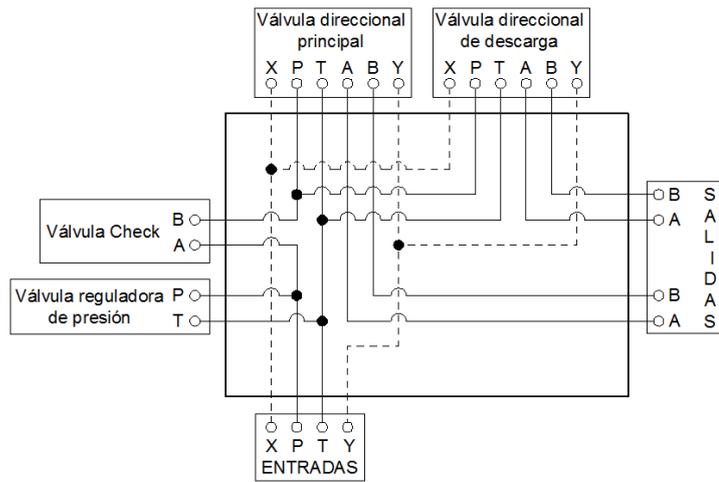


Figura 2.26: Diagrama de conductos internos del bloque principal



Figura 2.27: Bloque secundario para el montaje de electroválvulas

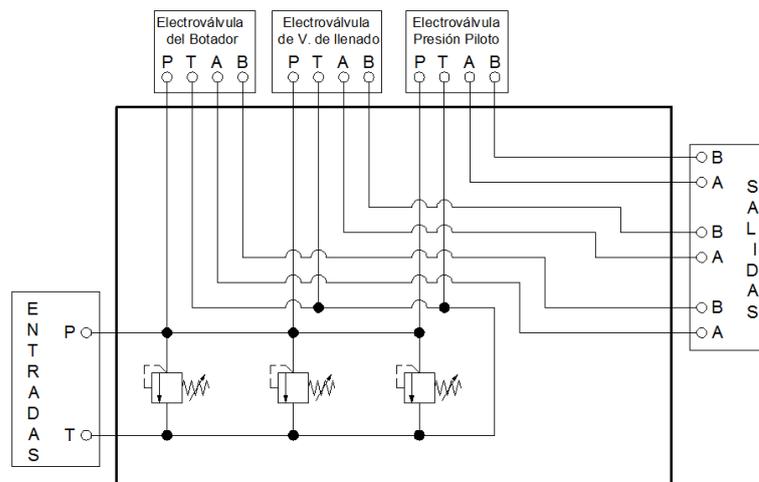


Figura 2.28: Diagrama de conductos internos del bloque secundario

2.9.6 SIMULACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA PRENSA.

La simulación del sistema hidráulico (figura 2.29) se realizó con la ayuda del software FESTO FluidSIM HIDRAULIC, con el cual se verificó que el sistema tenga un correcto funcionamiento, además permitió realizar modificaciones en el circuito hidráulico antes de la implementación.

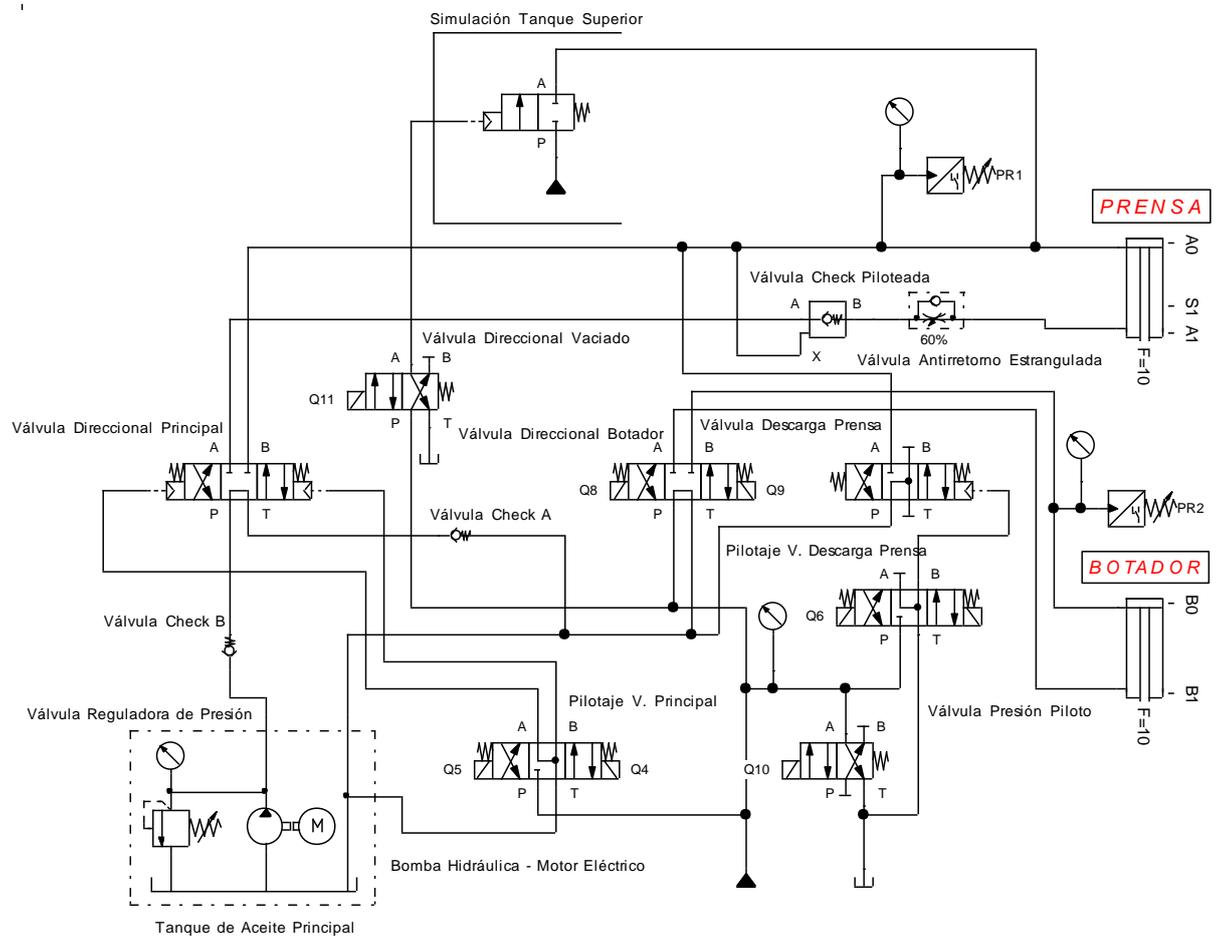


Figura 2.29: Circuito hidráulico del sistema (software FESTO FluidSIM)

Dentro de la simulación del sistema hidráulico se indica claramente en la figura 2.30 la dirección del fluido que circula por todas las válvulas, esto se muestra con flechas, además en las válvulas que resisten un alto caudal se observa que al poseer un centro con recirculación al tanque (centro en tándem) no sufren un

trabajo excesivo al tener que resistir la acumulación de caudal, de esta manera la bomba hidráulica trabajará en régimen normal cuando la máquina está encendida en vacío.

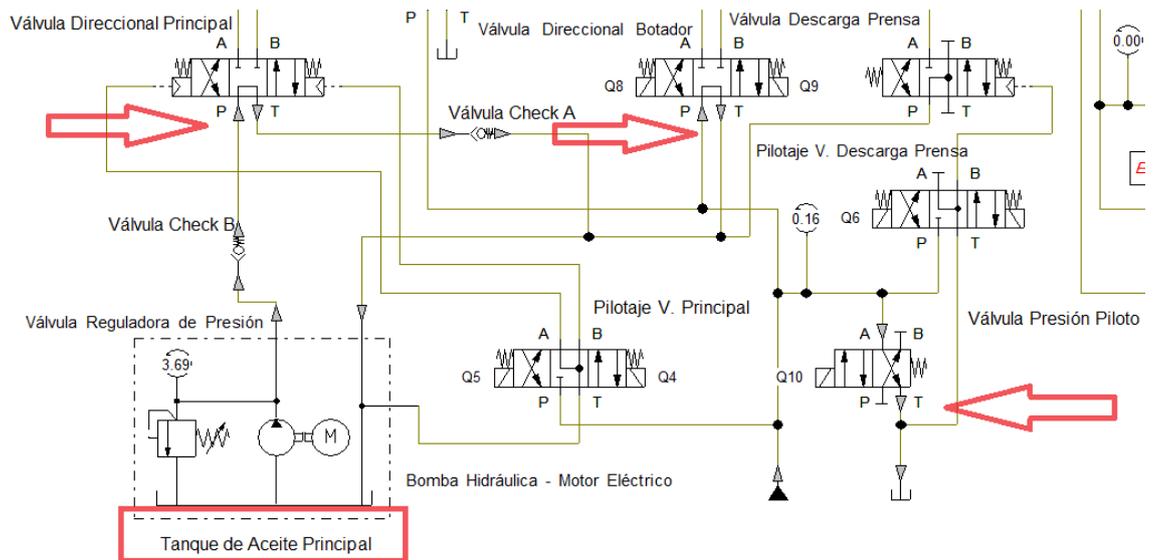


Figura 2.30: Recirculación al tanque hidráulico

Para que las válvulas direccionales sean pilotadas hidráulicamente y se pueda iniciar la secuencia de avance de la prensa se genera una presión piloto, utilizando una válvula direccional 4/2 taponada en B y P, esta presión se produce al cambiar la posición de esta válvula como se ve en la figura 2.31.

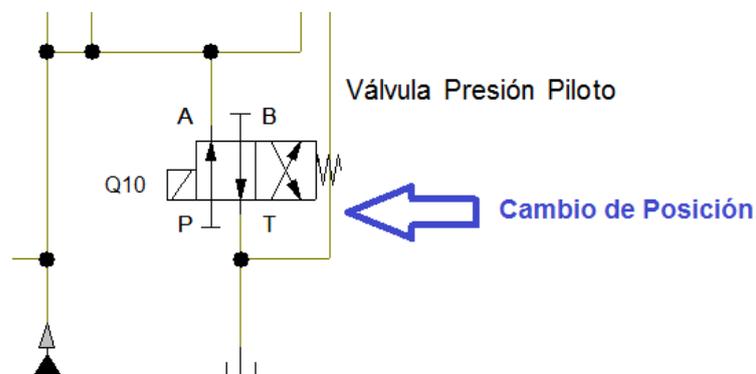


Figura 2.31: Generación de presión para pilotar las válvulas direccionales

Cuando ya se dispone de presión para pilotar las válvulas direccionales, se acciona eléctricamente una válvula 4/2 taponada en B, la cual pilota hidráulicamente a una válvula 2/2 que permite la bajada del aceite del tanque superior al interior del cilindro hidráulico. Para la simulación de este tanque se ha colocado un grupo motriz simplificado con baja presión y gran caudal como se observa en la figura 2.32, luego de esto se acciona la válvula direccional principal para el avance de la prensa.

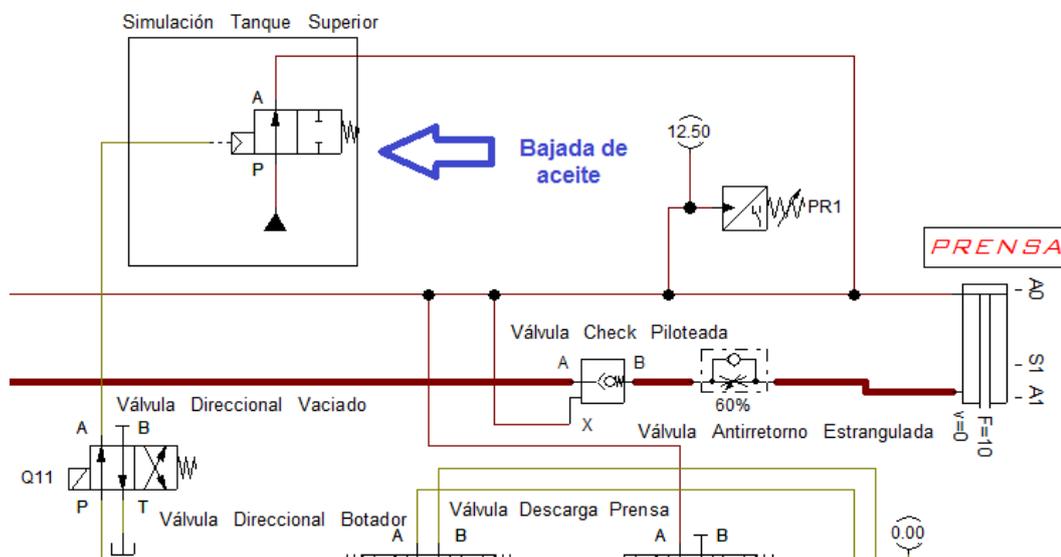


Figura 2.32: Utilización del tanque superior de aceite

En el diseño del sistema se utilizó una válvula check pilotada la cual evitará que la prensa avance por su propio peso ya que ésta tiene un peso considerable, y para completar el control del peso de la prensa se colocó en serie una válvula antirretorno estrangulada para poder regular la velocidad de avance.

En la figura 2.33 se muestra como se accionan las válvulas citadas anteriormente y cuál es la dirección del flujo del aceite hidráulico al momento del avance de la prensa.

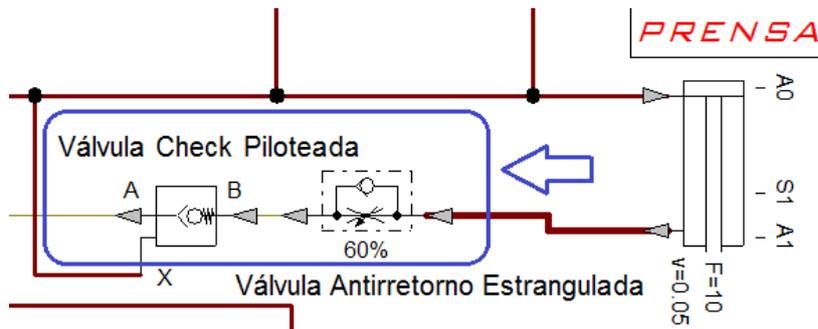


Figura 2.33: Válvulas de control de avance y velocidad en serie

Con la secuencia anterior la prensa avanza hasta llegar el sensor S1 (figura 2.34), el cual hace que se desconecte la válvula de llenado sellando herméticamente el interior del cilindro hidráulico, y al llegar al material la bomba inyecta alta presión para prensar hasta que el presóstato PR1 detecte la presión a la que fue regulado, desconectando toda la secuencia de avance y a la vez iniciando la secuencia de retroceso.

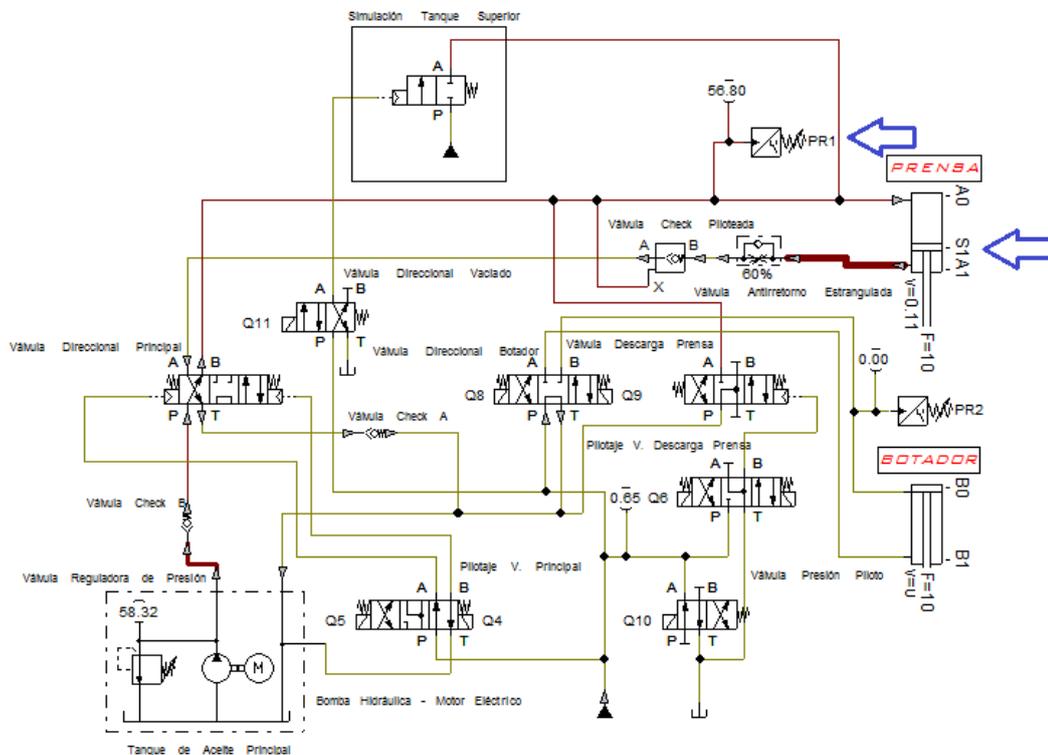


Figura 2.34: Circuito hidráulico de alta presión para el prensado

La secuencia de retroceso se activa con el presóstato, iniciando con la válvula de llenado, y luego de un tiempo la válvula de descarga la cual descargará la presión que se generó en la línea de retorno a tanque, esto se realiza utilizando una válvula direccional 4/3 con centro unido en P, T y A; y al terminar la descarga de esta presión se acciona la válvula de retroceso como se indica en la figura 2.35.

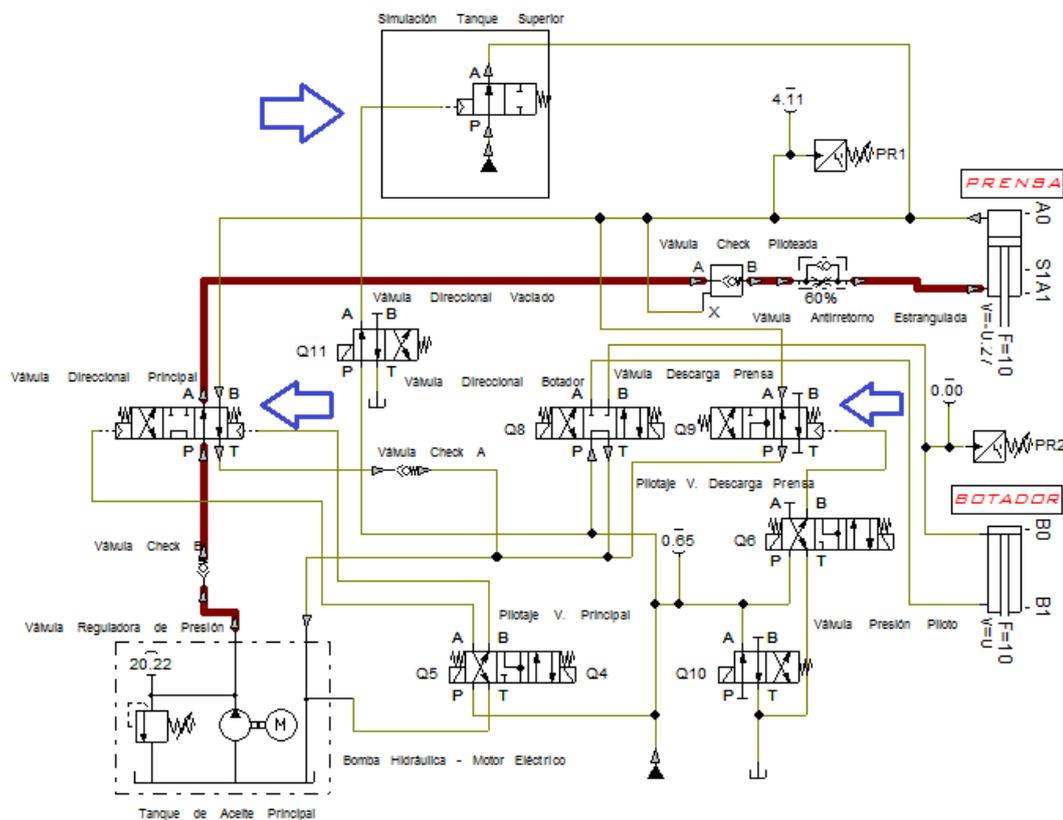


Figura 2.35: Circuito hidráulico de la secuencia de retroceso

Y por último al llegar la prensa al final de carrera A0 se detiene y terminará el ciclo, colocando la válvula direccional principal en reposo, en esta posición circulará el aceite al tanque; pero si se requiere del botador luego de un tiempo la electroválvula de éste (figura 2.36) hace que salga el vástago del mismo hasta que alcance una presión igual o superior a la que se reguló en el presóstato PR2, el cual hace que retorne a su posición inicial y termine el ciclo.

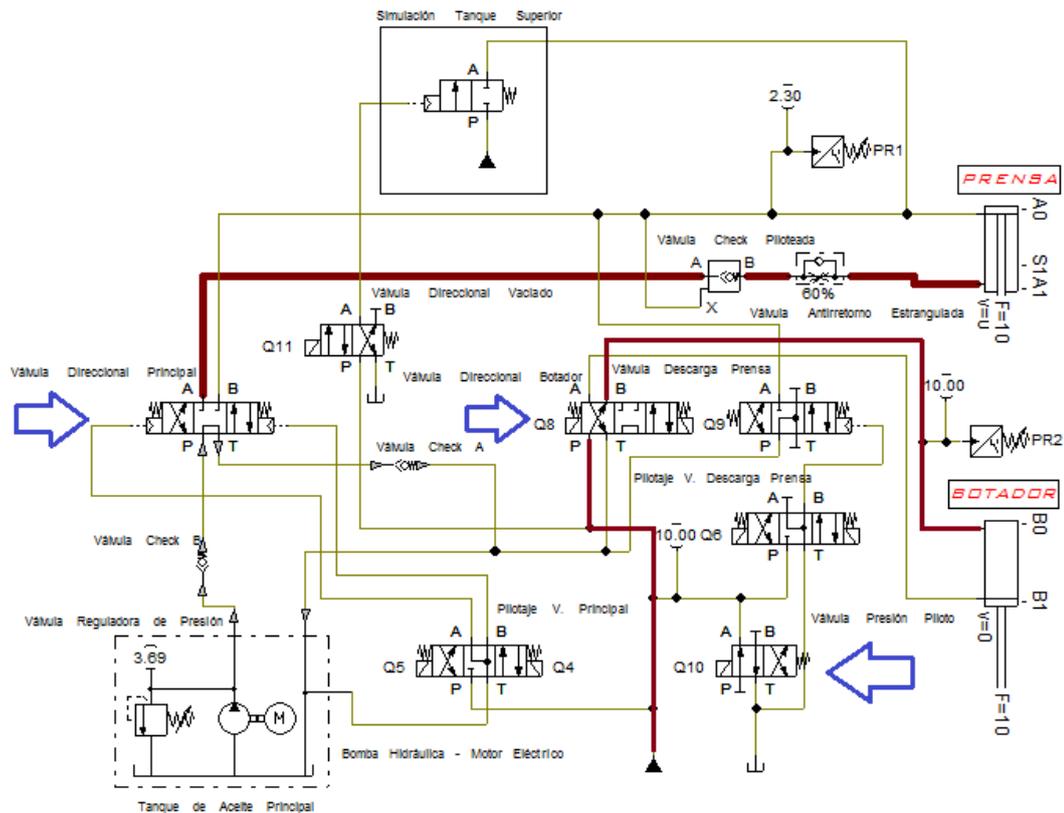


Figura 2.36: Circuito hidráulico del accionamiento del botador

2.10 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

Dentro de los parámetros que se va a controlar con el sistema eléctrico (figura 2.37) se encuentran los siguientes:

- Control del funcionamiento del motor eléctrico, que permitirá accionar la bomba hidráulica para suministrar el caudal de aceite hidráulico a baja y alta presión.
- Control de las electroválvulas, que permitirán la entrada y salida del aceite hidráulico del tanque.

El control eléctrico de estos parámetros se realizará por medio de válvulas direccionales pilotadas hidráulicamente por electroválvulas, las cuales van montadas en las cabezas de las válvulas y para el funcionamiento de la parte de potencia, el control se realizará utilizando relés auxiliares, los cuales activarán los contactores para el arranque del motor.

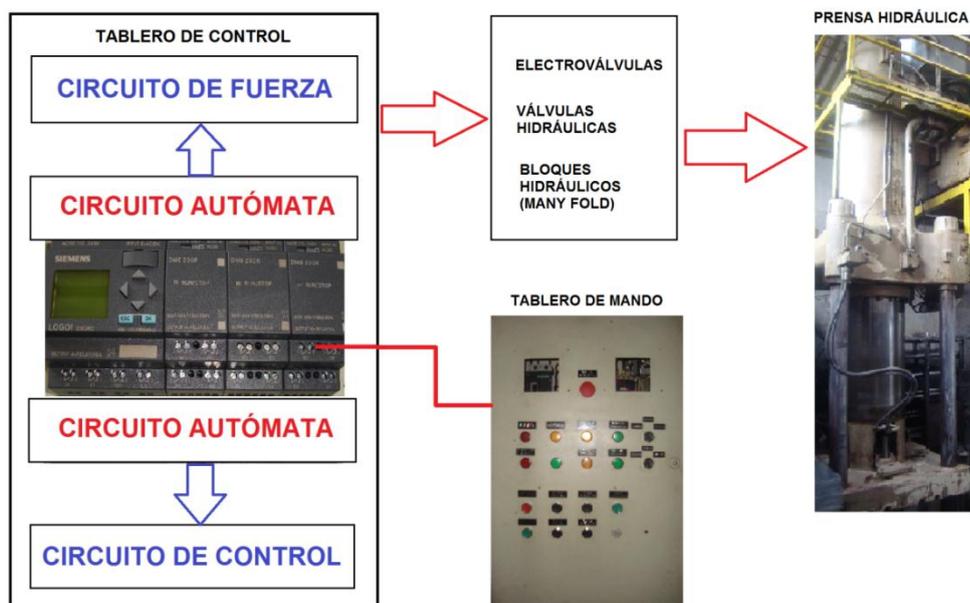


Figura 2.37: Diseño del sistema eléctrico de mando y control

Otro parámetro fundamental para el diseño del sistema eléctrico es la necesidad de implementar un control manual y un control automático, los cuales controlarán el funcionamiento de la prensa hidráulica de manera independiente, estos se describen a continuación:

- a) **Control Manual:** Activado con la ayuda de un selector y será utilizado para la secuencia de avance de la prensa hasta conseguir la presión necesitada, esto se realizará utilizando un pulsador mientras se lo mantiene pulsado; y para la secuencia de retroceso de igual forma se realizará con la ayuda de un pulsador hasta llegar a su posición de reposo, este control es de mucha importancia porque en éste se puede colocar la matriz para el proceso de prensado, ver figura 2.38.

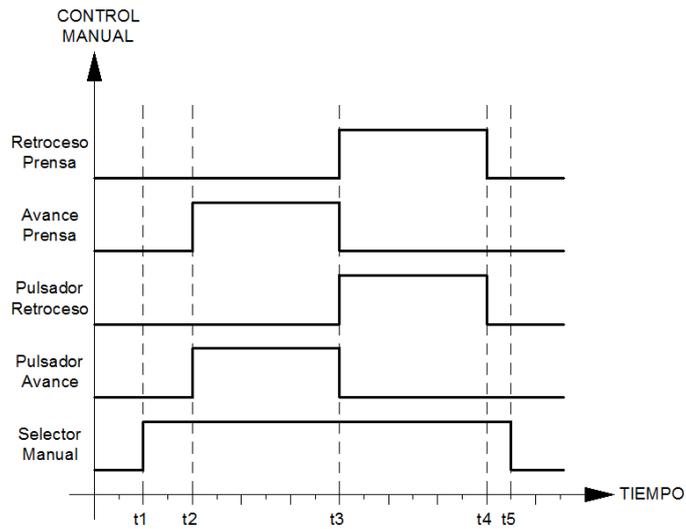


Figura 2.38: Diagrama Posición – Tiempo de control manual

b) Control Automático: Activado con la ayuda de un selector y será utilizado para realizar todo el ciclo completo de prensado hasta obtener el trabajo final, esto se realizará utilizando un pulsador que inicia el ciclo. Cabe indicar que cada vez que se retira el material prensado y se coloca un nuevo material se debe pulsar nuevamente para iniciar un nuevo ciclo de prensado, ver figura 2.39.

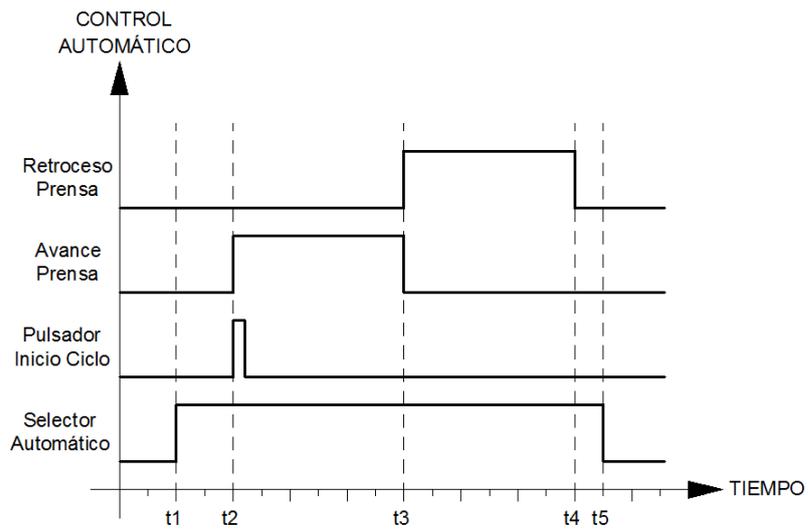


Figura 2.39: Diagrama Posición – Tiempo de control automático

2.10.1 DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO.

Para el diseño del circuito electrohidráulico del sistema se utilizó el método de cascada, el cual es un método utilizado en la secuencia de cilindros neumáticos y consiste en establecer una cantidad de grupos, cabe indicar que un grupo es producido por el cambio de estado de un elemento, luego se suma la cantidad de grupos menos 1 y éste es el número total de relés auxiliares que se necesitan para la secuencia.

Se utilizó este método debido que tanto para el avance como para el retroceso de la prensa se requiere de una secuencia, por lo tanto en la tabla 2.3 se especifican las denominaciones para cada una de las electroválvulas que interviene en el accionamiento de la prensa, tomando en cuenta para la activación de la bobinas que 1 lógico (1L) se entiende como (+), y para la desactivación 0 lógico (0L) que se entiende como (-), con esto se puede comprender la secuencia que se muestra en la figura 2.40.

Tabla 2.3. Denominaciones para las bobinas de las electroválvulas

LETRA ESTABLECIDA	DENOMINACIÓN
A	Bobina de la válvula direccional para la presión piloto.
B	Bobina de la válvula direccional de llenado.
C	Bobina de la válvula direccional para el avance del vástago.
D	Bobina de la válvula direccional para la descarga de la presión.
E	Bobina de la válvula direccional para el retroceso del vástago.
F	Bobina de la válvula direccional para el avance del botador.
G	Bobina de la válvula direccional para el retroceso del botador.

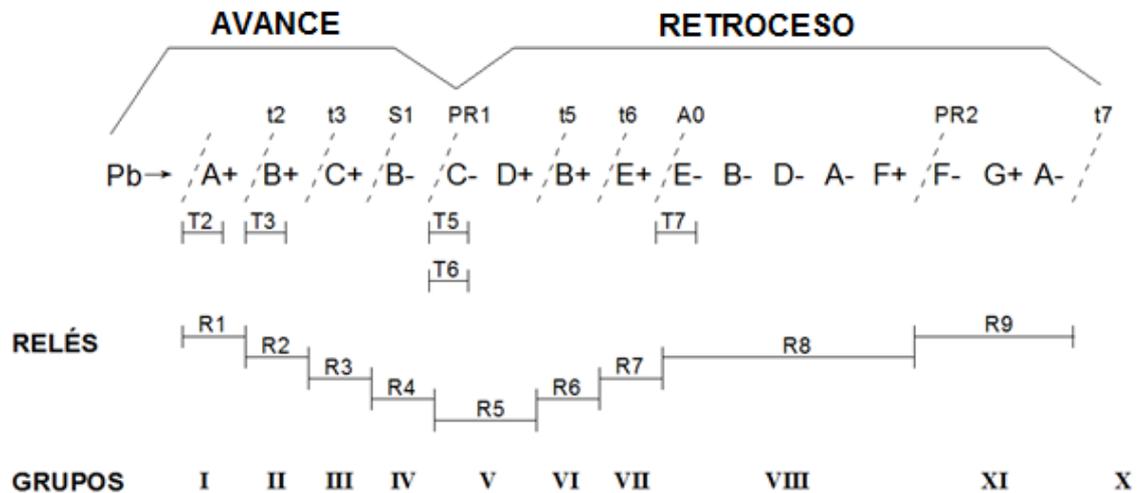


Figura 2.40: Secuencia de activación de bobinas de las electroválvulas

Como se observa en la secuencia de activación de las bobinas eléctricas de las electroválvulas se formaron 10 grupos por la cadena de funcionamiento del control de la máquina, entonces se necesitará de 9 relés auxiliares para el control eléctrico, entonces las ecuaciones lógicas para la programación del circuito de control electrohidráulico son las siguientes:

a) ECUACIONES LÓGICAS PARA LOS RELÉS AUXILIARES DEL PLC.

$$\begin{aligned}
 R_1, T_2 &= (Pb + R_1) \cdot (\overline{R_8} + \overline{t_7}) \\
 R_2, T_3 &= (R_1 \cdot t_2 + R_2) \cdot \overline{R_5} \cdot \overline{R_6} \cdot \overline{R_7} \\
 R_3 &= (R_2 \cdot t_3 + R_3) \cdot \overline{R_5} \cdot \overline{R_6} \cdot \overline{R_7} \\
 R_4 &= (R_3 \cdot S_1 + R_4) \cdot \overline{R_5} \cdot \overline{R_6} \cdot \overline{R_7} \\
 R_5, T_5, T_6 &= (R_4 \cdot PR_1 + R_5) \cdot \overline{R_8} \\
 R_6 &= (R_5 \cdot t_5 + R_6) \cdot \overline{R_8} \\
 R_7 &= (R_6 \cdot t_6 + R_7) \cdot \overline{R_8} \\
 R_8 &= (R_7 \cdot A_0 + R_8) \cdot \overline{R_1} \cdot \overline{R_2} \cdot \overline{Pb} \\
 R_9 &= (R_8 \cdot PR_2 + R_9) \cdot \overline{R_1} \cdot \overline{R_2} \cdot \overline{Pb}
 \end{aligned}$$

b) ECUACIONES LÓGICAS PARA LAS BOBINAS DE LAS ELECTROVÁLVULAS.

$$A += R_1$$

$$B += (R_2 + R_6) \cdot \overline{R_4} \cdot \overline{R_8}$$

$$C += R_3 \cdot \overline{R_5}$$

$$D += R_5 \cdot \overline{R_8}$$

$$E += R_7 \cdot \overline{R_8}$$

$$F += R_8 \cdot \overline{R_9}$$

$$G += R_9 \cdot \overline{t_7}$$

Con estas ecuaciones lógicas se realizará el circuito de control, y luego de comprobar su funcionamiento se cargará el programa en el PLC para verificar su ejecución en los elementos hidráulicos y eléctricos.

2.10.2 SIMULACIÓN DEL CIRCUITO DE CONTROL ELECTROHIDRÁULICO.

El circuito de control se lo simuló en el software FESTO FluidSIM HIDRAULIC, ya que para realizar la simulación del circuito hidráulico este circuito de control debe estar dentro de la ventana que se está ejecutando, además este programa posee la ventaja de utilizar elementos de control eléctrico en lenguaje Ladder lo cual facilita su manejo. Las figuras que se muestran a continuación presentan el circuito de control terminado con un correcto funcionamiento, en esta simulación se puede apreciar la activación de las bobinas de relés auxiliares, las bobinas de las electroválvulas, y luces de señalización.

2.10.2.1 Simulación del circuito de control automático.

Con el selector automático activado se pulsa “Inicio” y empieza el ciclo automático y la prensa hidráulica baja hasta alcanzar la presión calibrada en el presóstato PR1, ver figura 2.41.

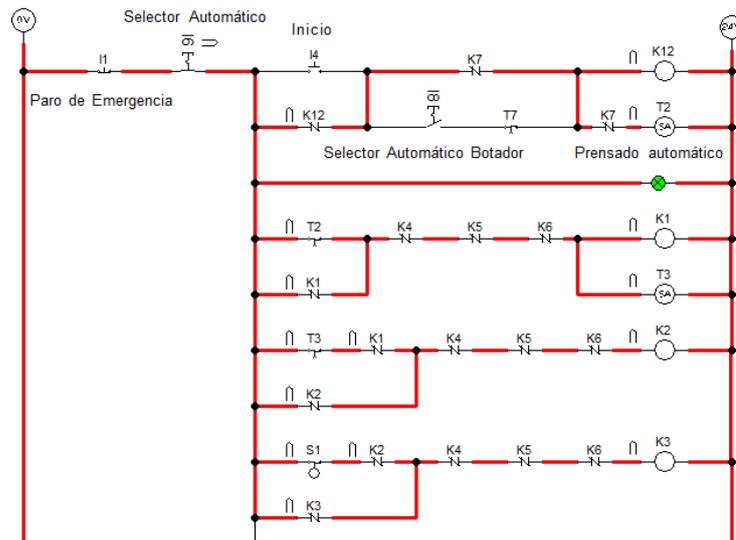


Figura 2.41: Circuito de control automático – Parte 1

Con la activación del contacto del presóstato PR1, se desconecta la secuencia de avance y se inicia la secuencia de retroceso, ver figuras 2.42 y 2.43.

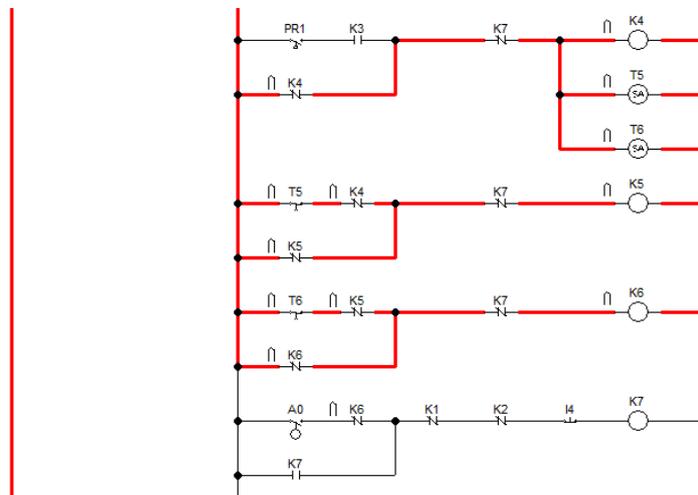


Figura 2.42: Circuito de control automático – Parte 2

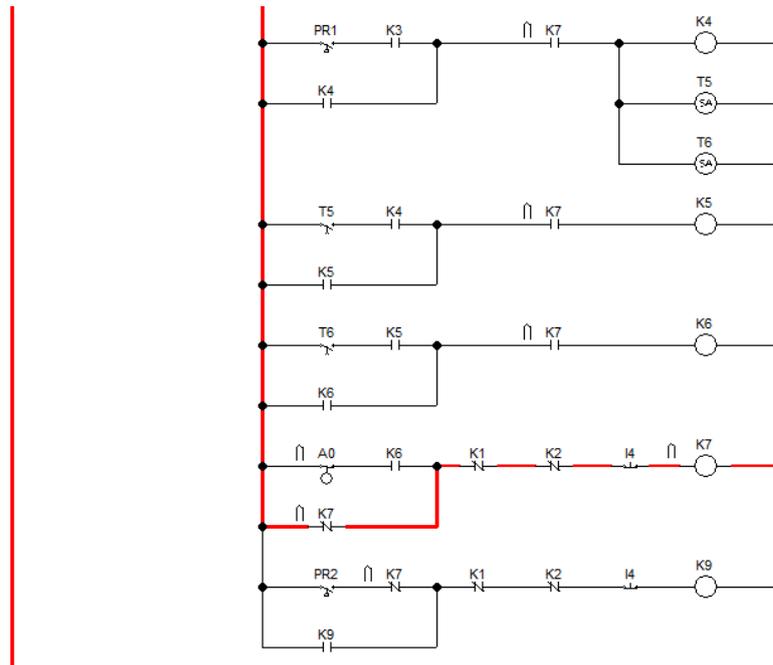


Figura 2.43: Circuito de control automático – Parte 3

Al llegar al final de carrera A0 se desconecta toda la secuencia de retroceso e inicia el avance del botador, finaliza su retroceso con la ayuda de un contacto temporizado, esto sucede siempre que el selector que lo comanda se encuentra conectado, si no lo está con A0 se termina el ciclo de prensado, ver figura 2.44.

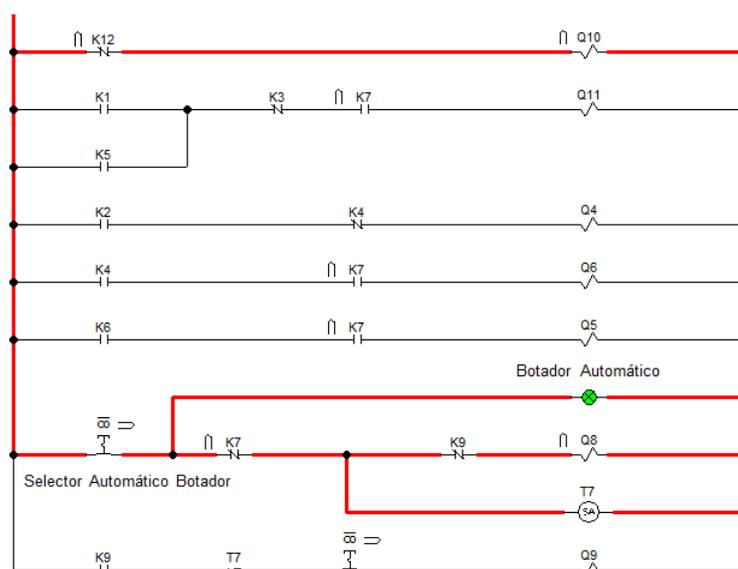


Figura 2.44: Circuito de control automático – Parte 4

2.10.2.2 Simulación del circuito de control manual.

El circuito de control manual debe realizar la misma secuencia tanto de avance como de retroceso de la prensa como en el control automático, con la diferencia que se cuenta con un pulsador para el avance y un pulsador para el retroceso, la consideración que se tiene es que hay que mantenerlo pulsado para que el movimiento de la prensa ocurra y cuando se deje de pulsar ésta se detiene en cualquier lugar e instante. En las figuras 2.45 a 2.49 se muestra la activación y funcionamiento de los elementos para el control manual.

Con el selector manual activado se pulsa “Bajar Prensa” hasta que realice toda la secuencia de avance de la prensa y esto se desconecta con el contacto del presóstato PR1, ver figura 2.45.

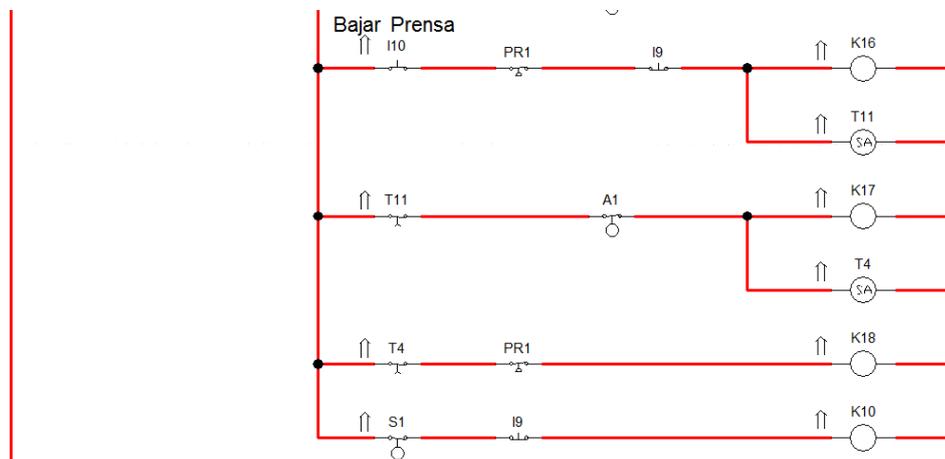


Figura 2.45: Circuito de control manual – Parte 1

Para el retroceso de la prensa de igual manera se pulsa “Subir Prensa” hasta que se realice toda la secuencia y se desconecte con el final de carrera A0, ver figura 2.46.

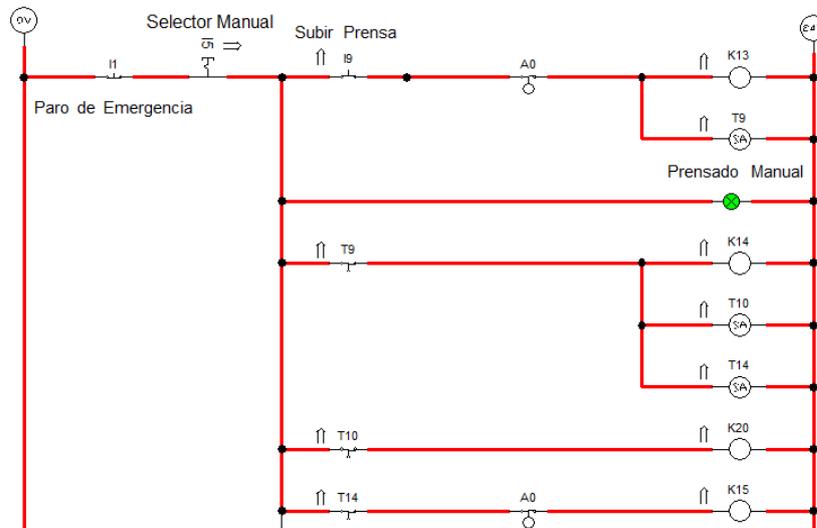


Figura 2.46: Circuito de control manual – Parte 2

Para el funcionamiento del botador se activa el selector de éste y se mantienen pulsados los pulsadores de avance y retroceso, según el movimiento requerido.

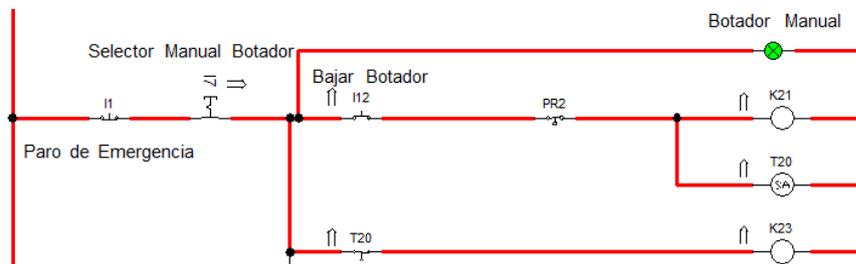


Figura 2.47: Circuito de control manual – Parte 3

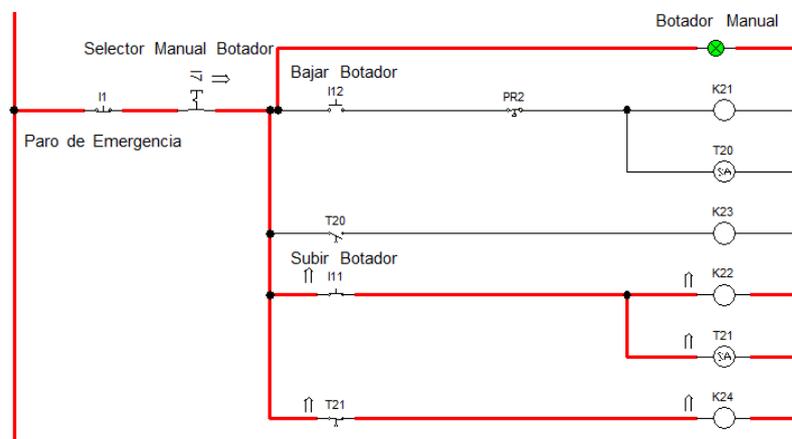


Figura 2.48: Circuito de control manual – Parte 4

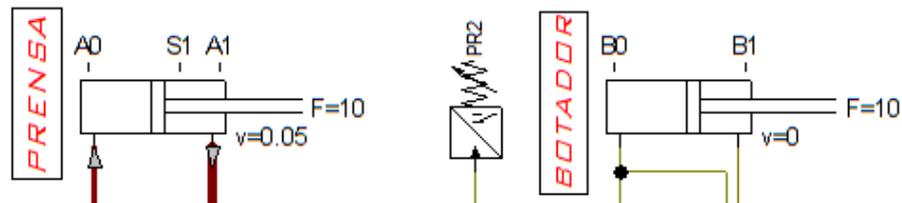


Figura 2.49: Cilindros hidráulicos de la prensa y botador accionados

2.10.3 DISEÑO DEL CIRCUITO DE POTENCIA.

El circuito de potencia principalmente se refiere al tipo de arranque que tendrá el motor eléctrico, para esta aplicación se requiere de un motor trifásico jaula de ardilla que estará sometido a media o plena carga dependiendo del caso, entonces la intensidad necesaria para la puesta en marcha del motor oscilará entre 5 y 7 veces la intensidad nominal, y debido a que el motor que se requiere será de una potencia alta, esta corriente se convertirá en una sobreintensidad que provocaría caídas de tensión en la red general y calentamiento de la misma.

Por lo tanto para evitar este problema se empleará un arranque estrella triángulo (Y- Δ), que tiene una reducción de corriente del orden de 3, por lo cual la intensidad absorbida en el arranque oscilará entre 1,6 y 2,3 veces $I_{nominal}$, obteniendo como resultado que la red eléctrica trabaje normalmente sin producir fallas en el resto de las máquinas.

2.10.4 SIMULACIÓN DEL CIRCUITO DE POTENCIA.

Para la simulación del circuito de potencia se utilizó el software CADe_SIMU, en el cual se puede colocar los elementos que intervienen en el arranque (Y- Δ) que se va a realizar como son: protecciones eléctricas, contactores, alimentación trifásica, motor trifásico y el cableado eléctrico.

En la figura 2.50 se muestra el diagrama de conexión, el cual será una guía para la conexión de los diferentes elementos que intervienen en el arranque y que deben ubicarse dentro del tablero de control, este diagrama de control del arranque será programado en el PLC.

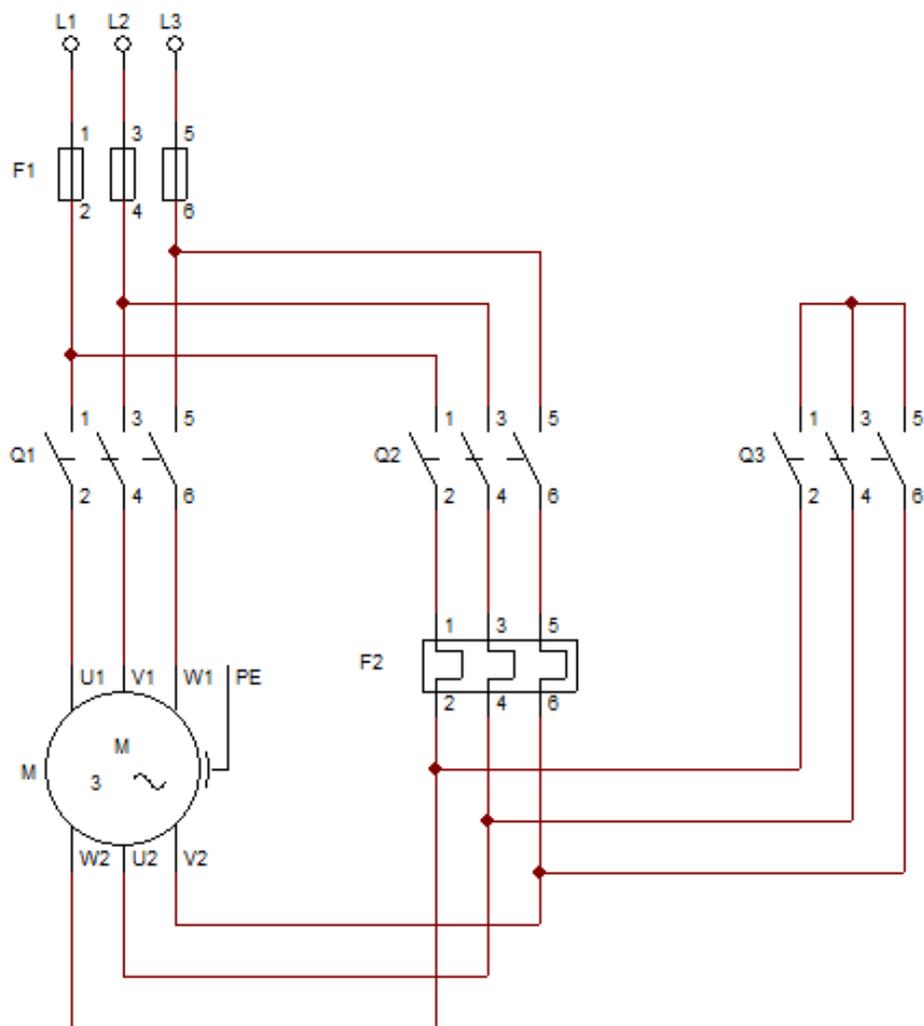


Figura 2.50: Diagrama del circuito de potencia (software CADe_SIMU)

2.11 PLANOS DEL CABLEADO ELÉCTRICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA HIDROGARNE.

Se refiere al diseño de los planos del cableado eléctrico, en los cuales se ilustra las conexiones que se deben realizar a los relés, pulsadores, selectores, protecciones eléctricas, borneras, cableado al PLC y fuentes de alimentación tanto de corriente continua como corriente alterna. Los planos del cableado eléctrico fueron realizados en el software AutoCAD, ver ANEXO B-9.

CAPITULO III

SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ELÉCTRICO DE LA PRENSA.

3.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS DEL SISTEMA.

Para el dimensionamiento correcto de los elementos hidráulicos del sistema se debe disponer de la presión y caudal necesarios, los cuales serán parámetros fundamentales en el funcionamiento de la prensa hidráulica, estos se calcularon anteriormente y son:

$$p = 72 \frac{Kg}{cm^2} = 1044 \text{ PSI} = 7061 \text{ kPa}$$

$$Q = 113 \frac{lbs}{min} = 29,85 \frac{GAL}{min} = 1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

3.1.1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS.

Como se requiere que la prensa realice su avance en 10 segundos, y se tiene una carrera máxima de 100 centímetros, entonces la velocidad de avance que se tendrá para este movimiento será:

$$v = \frac{1 \text{ m}}{10 \text{ s}} = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con esta velocidad de avance y el caudal que requiere el sistema el cual es constante, se halla el área necesaria que deberá tener la tubería que va conectada al avance y retroceso de la prensa hidráulica para desplazarla a la velocidad

requerida. Entonces despejando la ecuación 1.7, y reemplazando los valores correspondientes se tiene lo siguiente:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{0,1 \frac{m}{s}} \times \frac{1000^2 mm^2}{1 m^2} = \mathbf{18830 mm^2}$$

Por lo tanto el diámetro interno de la tubería deberá ser:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 18830 mm^2}{\pi}} = \mathbf{155 mm}$$

Con este parámetro ya se puede realizar la selección correcta de la tubería por donde circulará el fluido hacia el cilindro hidráulico.

3.1.2 CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL SISTEMA HIDRÁULICO (h_L).

En el sistema existirán pérdidas de energía debido a la fricción que ejerce el fluido en el interior de las tuberías, esto sucede cuando se conduce el aceite desde la bomba hasta el bloque hidráulico y desde este hasta el cilindro hidráulico, también existirán pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios; la suma de estas pérdidas de energía serán de consideración para evitar que afecten la potencia del motor necesaria para la bomba hidráulica.

3.1.2.1 Pérdidas de energía en la línea de succión.

Para hallar las pérdidas en la línea de la succión de la bomba se requiere del caudal del sistema, la longitud y área de la tubería y las características del aceite hidráulico ISO VG 68, estos datos son:

$$Q = 113 \frac{\text{lbs}}{\text{min}} = 29,85 \frac{\text{GAL}}{\text{min}} = 1,883 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$L = 1,5 \text{ m}$$

$$d_{\text{tubería}} = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$A_{\text{interior}} = 1,256 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Densidad del aceite hidráulico:

$$\rho = 890,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Viscosidad cinemática del aceite hidráulico:

$$\nu = 68 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} = 6,8 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = 68 \text{ cSt}$$

Peso específico del aceite hidráulico:

$$\gamma = 8,72 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$$

Y debido a que el caudal es constante en el sistema, se halla la velocidad media.

$$Q = v_m \cdot A \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{1,883 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,256 \times 10^{-3} \text{m}^2}$$

$$v_m = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con la velocidad media se calcula el número de Reynolds para determinar si el flujo del aceite en el sistema es laminar o turbulento.

$$NR = \frac{v_m \cdot d}{\nu} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$NR = \frac{1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} (0,04 \text{ m})}{6,8 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$NR = 882,35$$

Entonces debido a que **NR < 2000**, el flujo es laminar.

Y utilizando la ecuación de Darcy (Ec. 3.3), se calcula la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería.

$$h_{LF} = f \frac{L}{d} \frac{v_m^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción.

L = Longitud total de la tubería en metros (m).

v_m = Velocidad media del fluido en la tubería en m/s.

d = Diámetro interior de la tubería en metros (m).

g = Gravedad en m/s^2 .

El factor de fricción para el flujo laminar es:

$$f = \frac{64}{NR} \quad \text{Ec. 3.4}$$

$$f = \frac{64}{882,35} = \mathbf{0,072}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.3 se obtiene las pérdidas debido a la fricción en la tubería.

$$h_{LF} = 0,072 \left(\frac{1,5 \text{ m}}{0,04 \text{ m}} \right) \left(\frac{1,5^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$
$$\mathbf{h_{LF} = 0,3 \text{ m}}$$

Para calcular las pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios como son: uniones, té, codos, etc.; se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_{LM} = K \frac{v_m^2}{2g} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Los valores de K para los accesorios utilizados son:

Número de uniones: 4; $K_1 = 0,5$

Número de Té: 1; $K_2 = 6,6$

$$K = 4 K_1 + 1 K_2 = 4(0,5) + 1(6,6)$$

$$\mathbf{K = 8,6}$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{LM} = 8,6 \left(\frac{1,5^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$

$$\mathbf{h_{LM} = 1 m}$$

Y las pérdidas de energía totales en la línea de succión vienen dadas por la ecuación 3.6:

$$h_L = h_{LF} + h_{LM} + h_Z \quad \text{Ec. 3.6}$$

Donde:

h_Z = Es la altura desde la base de la bomba hasta la base del tanque de aceite.

$$h_Z = 1 m$$

$$h_L = (0,3 + 1 + 1) m$$

$$\mathbf{h_L = 2,3 m}$$

Entonces la potencia que se necesita para vencer las pérdidas de energía en la línea de succión es:

$$P = \gamma Q h_L \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$P = \left(8,72 \frac{kN}{m^3}\right) \left(1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right) (2,3 m)$$

$$P = 37,76 W$$

3.1.2.2 Pérdidas de energía en la línea de descarga.

Para hallar las pérdidas en la línea de la descarga de la bomba se requieren los mismos datos anteriores, pero con diferente diámetro y longitud de la tubería, estos datos son:

$$Q = 113 \frac{lbs}{min} = 29,85 \frac{GAL}{min} = 1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$L = 2,5 m$$

$$d_{tubería} = 25 mm = 0,025 m$$

$$A_{interior} = 4,908 \times 10^{-4} m^2$$

Densidad del aceite hidráulico:

$$\rho = 890,5 \frac{kg}{m^3}$$

Viscosidad cinemática del aceite hidráulico:

$$v = 68 \frac{mm^2}{s} = 6,8 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s} = 68 cSt$$

Peso específico del aceite hidráulico:

$$\gamma = 8,72 \frac{kN}{m^3}$$

Como el caudal es constante en el sistema, se halla la velocidad media con la ecuación 3.1.

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{4,908 \times 10^{-4} m^2}$$

$$v_m = 3,84 \frac{m}{s}$$

Con la velocidad media se calcula el número de Reynolds según la ecuación 3.2.

$$NR = \frac{3,84 \frac{m}{s} (0,025 m)}{6,8 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$NR = 1411,76$$

Entonces debido a que **NR < 2000**, el flujo es laminar.

Utilizando la ecuación 3.3 (ecuación de Darcy), se calcula la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería.

El factor de fricción para el flujo laminar es (Ec. 3.4):

$$f = \frac{64}{1411,76} = 0,045$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.3 obtenemos las pérdidas debido a la fricción en la tubería.

$$h_{LF} = 0,045 \left(\frac{2,5 m}{0,025 m} \right) \left(\frac{3,84^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$

$$h_{LF} = 3,38 m$$

El cálculo de pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios como son uniones, té, codos, etc., se realiza con la ecuación 3.5.

Los valores de K para los accesorios utilizados son:

Número de uniones: 4; $K_1 = 0,5$

Número de Té: 1; $K_2 = 6,6$

Número de válvulas: 1; $K_3 = 17,6$

Número de codos: 3; $K_4 = 3,3$

$$K = 4 K_1 + 1 K_2 + 1 K_3 + 3 K_4 = 4(0,5) + 1(6,6) + 1(17,6) + 3(3,3)$$

$$\mathbf{K = 36,1}$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{LM} = 36,1 \left(\frac{3,84^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$

$$\mathbf{h_{LM} = 27,13 m}$$

Y las pérdidas de energía totales en la línea de succión según la ecuación 3.6 son:

h_z = Es la altura desde la base de la bomba hasta la base del bloque hidráulico.

$$h_z = 0 m$$

$$h_L = (3,38 + 27,13 + 0) m$$

$$\mathbf{h_L = 30,51 m}$$

La potencia que se necesita para vencer las pérdidas de energía en la línea de descarga según la ecuación 3,7 es:

$$P = \left(8,72 \frac{kN}{m^3}\right) \left(1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}\right) (30,51 m)$$

$$P = 501 W$$

3.1.2.3 Pérdidas de energía en las líneas de avance y retroceso.

Debido que la longitud de la tubería para el avance y retroceso de la prensa son longitudes considerables, se producirán pérdidas de energía en estas, por lo cual halla la potencia total que se deberá vencer.

Los datos que necesarios para calcular estas pérdidas son los siguientes:

$$Q = 113 \frac{lbs}{min} = 29,85 \frac{GAL}{min} = 1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$d_{tubería} = 150 mm = 0,15 m$$

$$A_{interior} = 0,0176 \times 10^{-3} m^2$$

$$v_m = 0,1 \frac{m}{s}$$

$$L_{avance} = 4 m$$

$$L_{retorno} = 5 m$$

Con la velocidad media como dato, se calcula el número de Reynolds con la ecuación 3.2.

$$NR = \frac{0,1 \frac{m}{s} (0,15 m)}{6,8 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$NR = 220,6$$

Entonces debido a que **NR < 2000**, el flujo es laminar.

Utilizando la ecuación de Darcy (Ec. 3.3), se calcula la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería.

El factor de fricción para el flujo laminar es (Ec. 3.4):

$$f = \frac{64}{220,6} = \mathbf{0,29}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 3.3 obtenemos las pérdidas debido a la fricción en la tubería.

$$h_{LF} = 0,29 \left(\frac{4 \text{ m}}{0,15 \text{ m}} \right) \left(\frac{0,1^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} \right)$$
$$\mathbf{h_{LF} = 0,004 \text{ m}}$$

El cálculo de pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios como son uniones, té, codos, etc., se realiza con la ecuación 3.5.

Los valores de K para los accesorios utilizados son:

Número de uniones: 4; $K_1 = 0,5$

Número de Tés: 1; $K_2 = 6,6$

Número de válvulas: 6; $K_3 = 17,6$

Número de codos: 4; $K_4 = 3,3$

$$K = 4 K_1 + 1 K_2 + 6 K_3 + 4 K_4 = 4(0,5) + 1(6,6) + 6(17,6) + 4(3,3)$$

$$\mathbf{K = 127,4}$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{LM} = 127,4 \left(\frac{0,1^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$
$$\mathbf{h_{LM} = 0,065 m}$$

Y las pérdidas de energía totales en la línea de avance según la ecuación 3.6 son:

h_z = Es la altura desde la base de la bomba hasta la parte superior del cilindro hidráulico.

$$h_z = 2,5 m$$
$$h_L = (0,004 + 0,065 + 2,5) m$$
$$\mathbf{h_L = 2,57 m}$$

La potencia que se necesita para vencer las pérdidas de energía en la línea de avance según la ecuación 3,7 es:

$$P = \left(8,72 \frac{kN}{m^3} \right) \left(1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \right) (2,57 m)$$
$$\mathbf{P = 42,2 W}$$

Ahora para hallar las pérdidas por fricción en la línea de retroceso se utiliza la ecuación 3.3, utilizando los mismos valores pero cambiando la longitud de la tubería ya que son diferentes.

$$h_{LF} = 0,29 \left(\frac{5 m}{0,15 m} \right) \left(\frac{0,1^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9,81 \frac{m}{s^2})} \right)$$
$$\mathbf{h_{LF} = 0,005 m}$$

El cálculo de pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios como son uniones, té, codos, etc., se realiza con la ecuación 3.5.

Los valores de K para los accesorios utilizados serán:

$$\text{Número de uniones: } 5; \quad K_1 = 0,5$$

$$\text{Número de Tés: } 2; \quad K_2 = 6,6$$

$$\text{Número de codos: } 4; \quad K_3 = 3,3$$

$$K = 5 K_1 + 2 K_2 + 4 K_3 = 5(0,5) + 2(6,6) + 5(17,6)$$

$$\mathbf{K = 29}$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{LM} = 29 \left(\frac{0,1^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right)$$

$$\mathbf{h_{LM} = 0,015 m}$$

Y las pérdidas de energía totales en la línea de retroceso con la ecuación 3.6 son:

h_z = Es la altura desde la base de la bomba hasta la parte inferior del cilindro hidráulico.

$$h_z = 2,5 m$$

$$h_L = (0,005 + 0,015 + 2,5) m$$

$$\mathbf{h_L = 2,52 m}$$

La potencia que se necesita para vencer las pérdidas de energía en la línea de avance según la ecuación 3,7 es:

$$P = \left(8,72 \frac{kN}{m^3} \right) \left(1,883 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \right) (2,52 m)$$

$$\mathbf{P = 41,37 W}$$

Por lo tanto la potencia total que necesita la bomba hidráulica para vencer las pérdidas de energía en el sistema es:

$$P_{TOTAL} = (37,76 + 501 + 42,2 + 41,37) W$$

$$P_{TOTAL} = 622,33 W = 0,62 kW$$

Este valor de potencia será considerado al momento de seleccionar el motor que impulsará a la bomba hidráulica, ya que si ésta no recibe la potencia necesaria para bombear el fluido hidráulico no podrá producir la presión adecuada para realizar el proceso de prensado, por lo tanto tomar en cuenta esta pérdida de energía en el sistema permitirá que la bomba y el motor trabajen en óptimas condiciones.

3.1.3 DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO DE ACEITE.

Para dimensionar este componente se utiliza la tabla 3.1, con la cual se determina los factores que debe poseer el depósito como son: forma rectangular para una mejor refrigeración, con una línea de retorno de extremo curvado dirigiendo el fluido hacia las paredes del depósito para promover la circulación, con una línea de admisión desde el fondo del depósito para eliminar la turbulencia y la entrada de aire, con un acceso de limpieza en un lateral para limpiar después de vaciarlo y su tamaño deberá ser 2 o 3 veces el caudal que suministrará la bomba, por lo tanto su volumen será el calculado con la ecuación 3.8 y sus dimensiones se muestran en la figura 3.1:

$$V_{depósito} = 3 Q_{sistema} \quad Ec. 3.8$$

$$V_{depósito} = 3 \left(113 \frac{lbs}{min} \right)$$

$$V_{depósito} = 339 lbs$$

Tabla 3.1. Resumen de los factores de selección de depósito²¹

<i>Factor o componente</i>	<i>Recomendaciones o tratamiento</i>	<i>Observaciones</i>
Forma	Rectangular	La mejor para la mayoría de aplicaciones. Son preferibles los depósitos aparte porque se refrigeran mejor.
	Esférica	Se emplea en los depósitos estancos sometidos a mucho movimiento (por ejemplo, vuelo acrobático).
Tamaño	Integrado en la máquina	La disposición es más compacta, pero la refrigeración y el acceso para la limpieza son limitados
	Volumen 2 ó 3 veces el caudal de bomba en lts/min	Solución válida para la mayor parte de aplicaciones.
Línea de retorno	Que desemboque cerca del depósito	Para evitar la entrada de burbujas.
	Extremo curvado	Para promover circulación, y dirigir el fluido hacia las paredes del depósito.
	Filtro en el retorno	No es necesario.
	Desde cerca del fondo del depósito	Para eliminar la turbulencia y la entrada de aire. Más crítico en equipos móviles que en instalaciones estáticas.
Línea de Admisión	Aislada del flujo de retorno	Separada por un tabique o a una distancia adecuada.
	Filtro en la admisión	En general es un elemento estándar.
Accesos para limpieza	En los laterales o en los extremos	Necesarios para limpieza completa del depósito después de vaciarlo.

²¹ MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 46.

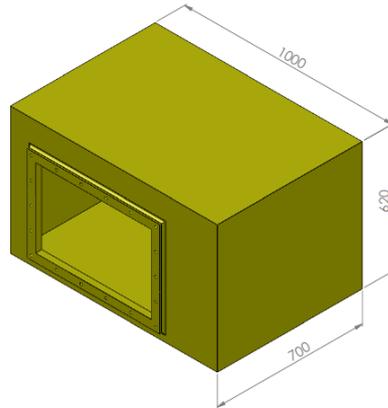


Figura 3.1: Dimensiones del tanque de aceite principal en milímetros

3.2 SELECCIÓN Y UTILIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

3.2.1 UTILIZACIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.

La bomba será accionada por un motor eléctrico a 1450 rpm, por lo tanto la cilindrada que deberá tener la bomba para un caudal de 113 lts/min es:

$$\frac{\text{Caudal máximo}}{\text{velocidad}} = \frac{113 \frac{\text{lts}}{\text{min}}}{1450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 0,078 \frac{1}{\text{rev}} = 78 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Esta será la cilindrada teórica, sin embargo, las bombas tienen un rendimiento volumétrico que se puede estimar en el [90%]²², por tal motivo la cilindrada para suministrar el caudal requerido por el sistema será:

$$\text{Cilindrada}_{\text{necesaria}} = \frac{78 \text{ cm}^3}{0,9} = 86,67 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Entonces para utilizar una bomba hidráulica existente en la fábrica INDUCE la cual por simple inspección se encuentra en buenas condiciones, se verificó que cumpla con los siguientes parámetros:

²² Felip Roca Ravell; Oleohidráulica Básica; 1era Edición; Pág. 120.

- Presión que requiere el sistema.
- Rango de número de revoluciones.
- Caudal que requiere el sistema.
- Cilindrada o desplazamiento volumétrico de la bomba.
- Rango de potencia de accionamiento.

En la tabla 3.2 se muestran las características de la bomba hidráulica, las cuales satisfacen los parámetros establecidos, por lo tanto para esta aplicación se utilizará una **bomba hidráulica de pistones axiales HYDROTEC A10VO** (ANEXO A-1), ver figura 3.2.

Tabla 3.2. Características de la bomba hidráulica Hydrotec

BOMBA HIDRÁULICA	CARACTERÍSTICAS
Marca	Hydrotec
Tipo	A10VO
Cilindrada	100 cm ³ /rev
Caudal	150 – 200 lts/min
Presión máxima	280 bar
Revoluciones	1500 – 2000 rpm
Potencia Máxima	70 – 93 kW



Figura 3.2: Bomba hidráulica Hydrotec A10VO

3.2.2 UTILIZACIÓN DEL ACEITE HIDRÁULICO.

El fluido hidráulico es un producto básico en el funcionamiento y rendimiento de las instalaciones hidráulicas, por lo tanto para esta aplicación se utilizará **aceite hidráulico ISO VG 68**, el cual hay en el stock de la fábrica debido que es utilizado para el funcionamiento de otras máquinas existentes, este tipo de aceite cumple con las propiedades necesarias para el sistema y sus características se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Características del aceite hidráulico ISO VG 68

Densidad (ρ)	$890,5 \frac{kg}{m^3}$
Viscosidad cinemática (ν)	$68 \frac{mm^2}{s} = 68 \text{ cSt}$
Peso específico (γ)	$8,72 \frac{kN}{m^3}$
Temperatura de trabajo	$78 \text{ }^\circ\text{C}$

Y de acuerdo con la calidad del líquido y la temperatura a la que trabaja, se establece en la tabla 3.4, la duración o vida probable que tendrá el fluido hidráulico.

Tabla 3.4. Vida probable de un fluido hidráulico²³

Condiciones de servicio	Temperatura de servicio, en $^\circ\text{C}$	Aceite de baja calidad	Aceite de buena calidad	Aceite de alta calidad
Muy buenas	< 38	2000 a 3000 h	10000 a 15000 h	> 20000 h
Buenas	38 a 44	1500 a 2500 h	8000 a 10000 h	12000 a 20000 h
Regulares	44 a 55	1000 a 2000 h	4000 a 5000 h	8000 a 12000 h
Malas	55 a 65	500 a 1000 h	2000 a 4000 h	4000 a 8000 h
Muy malas	> 65	---	500 a 1000 h	2000 a 4000 h

²³ José Roldán Vilorio; Prontuario de Hidráulica Industrial; pág. 71.

3.2.3 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA PARA LA SUCCIÓN Y DESCARGA DE LA BOMBA.

Para la bomba hidráulica seleccionada se tiene que dimensionar el diámetro de las tuberías para la línea de succión y descarga, por lo tanto se utilizará **tubería de acero cédula 40 o estándar (Std)** debido que es resistente a la presión del sistema y resulta más económico comparándola con la tubería cédula 80 o extra fuerte (XS), la cual presenta más resistencia a la presión, característica que será desaprovechada para esta aplicación por lo que se evadirá su utilización. En la figura 3.3 se indica el tamaño de tubería recomendada para el caudal del sistema.

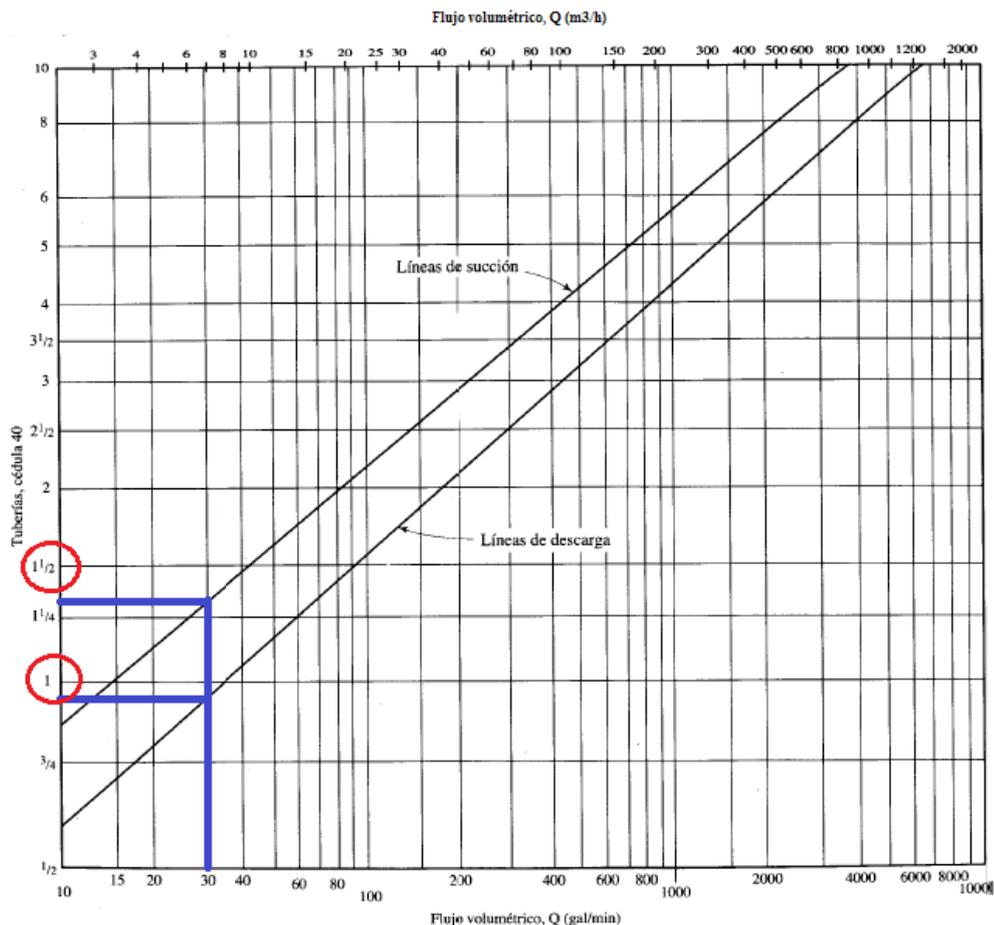


Figura 3.3: Ayuda para seleccionar el tamaño de tuberías²⁴

²⁴ Robert L. Mott; Mecánica de Fluidos; Sexta Edición; pág. 163.

Entonces para un caudal de 30 GAL/min se requiere de:

- Línea de Succión: Tubería de 1 ½ pulgada.
- Línea de Descarga: Tubería de 1 pulgada.

Utilizando el ANEXO A-2 se selecciona según el uso principal, el material a emplear, por lo tanto para esta aplicación se utilizará **tubería de acero ASTM A-53**, en el ANEXO A-3 se muestran las características técnicas de la tubería seleccionada.

3.2.4 SELECCIÓN DE LA TUBERÍA PARA LA CIRCULACIÓN DEL FLUIDO HACIA EL CILINDRO HIDRÁULICO.

Las tuberías más importantes las cuales se verán más afectadas por las presiones elevadas son las de avance y retroceso, estas van desde el bloque hidráulico (manyfold) hasta el cilindro hidráulico y sus diámetros fueron dimensionados anteriormente, por lo tanto se utilizará para esta aplicación **tubería de acero de 6 pulgadas ASTM A53 cédula 40** (figura 3.4), esta tubería cumple con las características necesarias (tabla 3.5), en especial la de resistir la presión que circula por el sistema, en el ANEXO A-3 se detallan sus datos técnicos.

Tabla 3.5. Características de la tubería de acero cédula 40

TUBERÍA DE ACERO	CARACTERÍSTICAS
Diámetro nominal	6 pulg / 150 mm
Diámetro exterior real	6,625 pulg / 168,3 mm
Espesor de pared	0,312 pulg / 7,92 mm
Peso del tubo	31,32 Kg/m
Presión de prueba	1700 psi / 120 bar



Figura 3.4: Tubería de acero en la prensa hidráulica

3.2.5 SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS Y ACOPLES.

Las mangueras se las utiliza para la transmisión del fluido hidráulico a baja o alta presión, en lugares en donde los tramos son cortos y muchas veces tienen dificultades para su colocación por el lugar en que se encuentran. Para la selección de las mangueras y acoples se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Marca reconocida.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Aplicación.
- Precio de las mangueras y acoples.

Al existir varios fabricantes de este tipo de elementos se realizará una matriz de ponderación con la cual se tomará la mejor selección, como se indica en la tabla 3.6.

Las alternativas que se tienen son:

- A. Mangueras y acoples hidráulicos de la marca DUNFLEX.
- B. Mangueras y acoples hidráulicos de la marca PARKER.

Tabla 3.6. Matriz de ponderación de fabricantes de mangueras y acoples

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS	
		A	B
Marca:	10	10	10
Presión:	10	10	10
Temperatura:	10	10	10
Aplicación:	10	10	10
Precio:	10	10	8
PUNTUACION TOTAL:		50	48

Como se puede apreciar en la tabla 3.6 las dos marcas fabricantes de mangueras y acoples hidráulicos tienen las mismas características, pero lo que marca la diferencia entre estas dos es el precio, por lo tanto, la marca que se utilizará para esta aplicación es la marca **DUNFLEX**, en el ANEXO A-4 Pág.1 se muestra el tipo de manguera y los diámetros que se utilizarán en función de los acoples hidráulicos originales de los bloques manifold principal y secundario, sus características satisfacen los parámetros de funcionamiento y estas son:

- Manguera hidráulica con una malla metálica de refuerzo de media presión.
- Tubo interior negro de goma sintética resistente al aceite.
- Recubrimiento negro de goma sintética resistente al aceite, agua, ozono.
- Temperatura entre -40 °C a +100 °C.
- Aplicado en sistemas hidráulicos con fluidos basados en petróleo o agua.

Los acoples hidráulicos necesarios para el montaje de mangueras y tuberías como son: uniones, té, bushings, codos etc., se seleccionarán en función de la presión de trabajo y el diámetro necesario, en el ANEXO A-4 Pág.2 se indican los diferentes tipos de acoples y sus características técnicas.



Figura 3.5: Mangueras y acoples hidráulicos

3.2.6 UTILIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS DIRECCIONALES.

La válvula direccional principal es la de mayor importancia en el sistema, ya que controlará todo el caudal de aceite necesario para el movimiento del vástago de la prensa, ésta deberá ser de construcción robusta para poder soportar las altas presiones del prensado, por lo tanto se utilizará una válvula direccional de montaje en manifold existente en la bodega de la fábrica la cual pertenecía a otra máquina desconocida, por tal motivo para darle uso a dicho elemento se verificó que se encuentre en buenas condiciones revisando todas sus partes y dándole mantenimiento, en conclusión se utilizará una **válvula direccional VICKERS de 4 vías y 3 posiciones (4/3) con centro en tándem pilotada hidráulicamente** (figura 3.6), sus características se muestran en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Características de la válvula direccional principal

VÁLVULA DIRECCIONAL	CARACTERÍSTICAS
Marca	VICKERS
Presión máx. en A – B – P	5075 PSI / 350 bar
Presión máx. en T	3000 PSI / 210 bar
Temperatura de operación	-20 °C a 70 °C
Rango de viscosidad	15 – 300 cSt
Filtración recomendada	25 micrones o menos
Tipo de accionamiento	Hidráulico

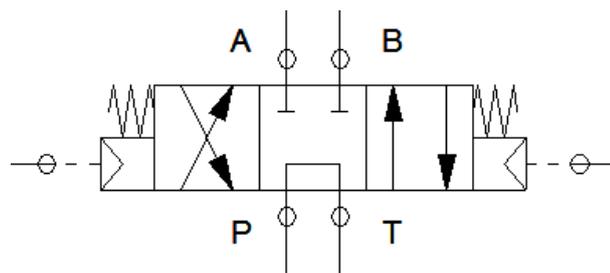


Figura 3.6: Válvula direccional principal

La válvula direccional principal será pilotada hidráulicamente por una electroválvula, la cual se montará en su parte superior y permitirá el paso del fluido para el cambio de posiciones, por lo tanto se utilizará una **electroválvula VICKERS (4/3) con centro A, B y T conectados** (figura 3.7), sus características se muestran en la tabla 3.8. Esta electroválvula al igual que otras necesarias para

el control del sistema existen en la bodega de la fábrica, y se procederá hacer uso de esas revisando que se encuentren en buen estado ya que son usadas.

Tabla 3.8. Características de la electroválvula

VÁLVULA DIRECCIONAL	CARACTERÍSTICAS
Presión máx. en A – B – P	4000 PSI / 276 bar
Presión máx. en T	1500 PSI / 103 bar
Temperatura de operación	-20 °C a 70 °C
Tipo de accionamiento	Eléctrico 110V (AC)

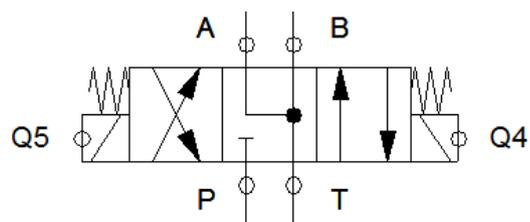


Figura 3.7: Electroválvula que pilota la válvula direccional principal

Además de las válvulas direccionales anteriores, en el circuito hidráulico se observa que para completar el sistema se requiere de otras electroválvulas las cuales serán de la marca VICKERS debido que se tiene una amplia gama de estos elementos en la fábrica, en la tabla 3.9 se indica la cantidad de electroválvulas que se utilizarán y en el ANEXO A-5 se muestra los datos técnicos de las electroválvulas VICKERS.

Tabla 3.9. Cantidad de electroválvulas que se utilizarán

Tipo	Cantidad	N° Solenoides	Voltaje	Posición Normal de Centro
4/3	3	2	110 VAC	A-B-T Conectados
4/3	1	2	110 VAC	Tándem
4/2	2	1	110 VAC	PB y AT Conectados

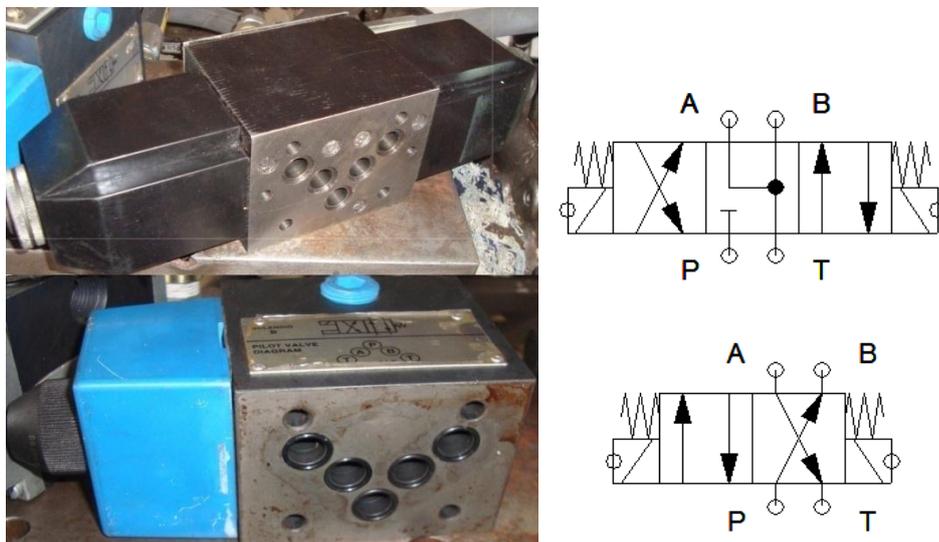


Figura 3.8: Electroválvulas seleccionadas, superior (4/3), inferior (4/2)

3.2.7 UTILIZACIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.

Para limitar la presión que entrega la bomba y evitar que ésta no supere o no sea inferior a la presión de trabajo necesaria por el sistema se utilizará una válvula existente en la fábrica, la cual tiene un rango de caudal y presión que están dentro de lo que se necesita para el funcionamiento de la prensa, por lo tanto se empleará para esta aplicación una **Válvula reguladora de presión VICKERS** (figura 3.9), cabe indicar que se le realizó mantenimiento revisando que se encuentren en buen estado todos sus elementos, en la tabla 3.10 se muestra las características de la válvula.

Tabla 3.10. Características de la válvula reguladora de presión

VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	CARACTERÍSTICAS
Marca	VICKERS
Modelo	CG 10 C 30
Caudal de funcionamiento	20 – 150 lts/min
Presión máxima de funcionamiento	500 – 2000 PSI
Tipo de montaje	Bloque manifold



Figura 3.9: Válvula reguladora de presión

3.2.8 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.

Para regular la velocidad de bajada de la prensa y evitar sobrepresiones que podrían afectar al funcionamiento de los elementos del sistema es necesario utilizar una válvula reguladora de caudal, existen algunas marcas que fabrican este tipo de válvulas por lo cual se realizará una matriz de ponderación con la cual se tomará la mejor selección como se muestra en la tabla 3.11, para esto se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Caudal de funcionamiento.
- Presión máxima de operación.
- Rango de temperatura y viscosidad del fluido.
- Precio.

Las alternativas que se tienen son:

- A. Válvula reguladora de caudal VICKERS FCG-3-H03-100-10.
- B. Válvula reguladora de caudal PARKER.

Tabla 3.11. Matriz de ponderación de válvulas reguladoras de caudal

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS	
		A	B
Caudal:	10	10	8
Presión:	10	10	10
Temperatura y viscosidad:	10	10	8
Precio:	10	10	10
PUNTUACION TOTAL:		40	36

Como se observa en la tabla 3.11, la opción más aceptable es la A debido que el caudal y la presión son los necesarios para el sistema, además los rangos de temperatura y viscosidad del fluido están dentro de lo que se necesita para el funcionamiento de la prensa, por lo tanto se utilizará una **Válvula reguladora de caudal VICKERS FCG-3-H03-100-10** (figura 3.10), cuyas características se muestran en la tabla 3.12 y en el ANEXO A-6 Pág.5 y Pág.6 se detallan sus datos técnicos y dimensiones para el montaje respectivamente.

Tabla 3.12. Características de la válvula reguladora de caudal

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL	CARACTERÍSTICAS
Marca	VICKERS
Modelo	FCG-3-H03-100-10
Caudal de funcionamiento	100 lts/min
Presión máxima de operación	315 bar / 4500 PSI
Tipo de montaje	Bloque manifold



Figura 3.10: Válvula reguladora de caudal

3.2.9 UTILIZACIÓN DE LA VÁLVULA ANTIRRETORNO O CHECK.

Esta válvula se montará en el bloque manifold en la salida de la línea de descarga de la bomba, servirá para bloquear el paso del fluido en un sentido evitando que retorne el fluido a la bomba por la misma línea, este elemento existe en la fábrica, se le dio mantenimiento y se verificó sus características (tabla 3.13) en su placa de datos las cuales establecieron que el rango de caudal está dentro de lo que se necesita en el sistema y también su presión de trabajo es la adecuada, por lo tanto se utilizará la **Válvula check VICKERS C5G-815** (figura 3.11), en el ANEXO A-7 se detallan sus datos técnicos y las dimensiones para el montaje.

Tabla 3.13. Características de la válvula antirretorno

VÁLVULA ANTIRRETORNO	CARACTERÍSTICAS
Marca	VICKERS
Modelo	C5G-815
Rango de caudal de operación	75 – 150 lts/min
Presión máxima de operación	210 bar / 3000 PSI
Tipo de montaje	Bloque manifold



Figura 3.11: Válvula antirretorno o check

3.2.10 UTILIZACIÓN DEL FILTRO DE ACEITE HIDRÁULICO PARA LA SUCCIÓN.

Se utilizará un **Filtro de aceite de la serie TMF**, estos existen en el stock de la fábrica ya que son comúnmente utilizados en las centrales hidráulicas de las demás máquinas, presentan una buena resistencia al trabajo debido que se adaptan a las altas presiones de hasta 40 bar en los sistemas hidráulicos, además está provisto de paredes más gruesas para garantizar una mayor resistencia a la pulsación y está construido en materiales de alta resistencia como es el filetero, por lo tanto para esta aplicación también se utilizará este filtro de aceite (figura 3.12), cabe indicar que si se termina el stock de este elemento se deberán adquirir filtros que cumplan las especificaciones técnicas siguientes:

Especificaciones:

- Rosca con O-Ring SAE para instalación libre de fugas.
- Sello O-Ring en Buna-N, estándar.
- Malla en acero inoxidable (125 micras absolutas) .
- Rango de Caudal de hasta 152 l/min.
- Temperatura hasta 100 °C.



Figura 3.12: Filtro de aceite hidráulico

3.2.11 UTILIZACIÓN DEL MANÓMETRO HIDRÁULICO.

El manómetro es un elemento destinado a medir la presión del fluido en cualquier lugar del sistema, son de mucha importancia ya que ayudan a identificar rápidamente si aparece una presión excesiva la cual podría ser peligrosa tanto para el sistema como para el operador, estos elementos existen en el stock de la fábrica ya que son muy utilizados en otras máquinas, por lo tanto debido que tienen un rango de presión adecuado para la aplicación se utilizará **un Manómetro lleno de glicerina DE WIT 251V** (figura 3.13), en la tabla 3.14 se muestra sus características y en el ANEXO A-8 se detallan sus datos técnicos y las dimensiones para su montaje.

Tabla 3.14. Características del manómetro

MANÓMETRO HIDRÁULICO	CARACTERÍSTICAS
Marca	DE WIT
Modelo	251V
Rangos de Presión	0 – 280 bar / 0 – 4000 PSI
Aplicación	Lleno de glicerina con caja Inoxidable para ser instalado en ambientes agentes corrosivos, polvo y vibración excesiva.



Figura 3.13: Manómetro hidráulico

3.3 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

Los elementos del sistema eléctrico serán los que complementarán al sistema hidráulico, ya que estos los accionarán consiguiendo el funcionamiento de la prensa, por lo tanto la selección se la realizara con criterio técnico para que estos tenga una larga vida de trabajo y evitar paradas de producción.

3.3.1 UTILIZACIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO PARA ACCIONAR LA BOMBA HIDRÁULICA.

La potencia necesaria del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba seleccionada se calcula según la fórmula:

$$P = \frac{p Q}{450 \eta} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde:

p = Presión en bar.

Q = Caudal en lts/min.

η = Rendimiento de la bomba se estima un valor de 0,8.

Entonces calculando se requiere un motor con una potencia de:

$$P = \frac{(71,62)(113)}{450 (0,8)}$$

$$P = 22,5 \text{ HP}$$

Esta potencia debe entregar el motor para accionar la bomba hidráulica, pero también se debe considerar las pérdidas de energía que se tendrá en el sistema hidráulico, estas ya fueron calculadas anteriormente y debido que no son tan elevadas se estimará un factor del [25%]²⁵ para asegurar que el motor entregue la potencia suficiente logrando así que la bomba trabaje correctamente, por lo tanto la potencia para la selección del motor será:

$$P = 1,25 (22,5 \text{ HP}) = 28 \text{ HP}$$

Tomando en cuenta aspectos como son: buen estado tanto externamente como internamente, tiene una potencia que cubre la demanda del sistema, su velocidad nominal es la adecuada para accionar la bomba y se tiene una alimentación trifásica a 220V para accionarlo, por lo tanto se utilizará un **Motor General Electric de 30 HP** (figura 3.14) existente en la fábrica cuyas características se muestran en la tabla 3.15.

Tabla 3.15. Características del motor eléctrico

MOTOR TRIFÁSICO	CARACTERÍSTICAS
Marca	GENERAL ELECTRIC
Potencia	30 HP / 22 kW
Rango de velocidad	1765 – 1800 RPM
Corriente nominal a 220V	60,5 A
Rendimiento	89,3 – 91 %
Factor de Potencia	0,7 – 0,84

²⁵ Felip Roca Ravell; Oleohidráulica Básica; 1era Edición; Pág. 137.



Figura 3.14: Motor eléctrico para accionar la bomba hidráulica

3.3.2 SELECCIÓN DE SELECTORES, PULSADORES Y LUCES INDICADORAS.

Existen varios fabricantes de elementos actuadores e indicadores los cuales realizan maniobras de activado y desactivado en un proceso de control, por lo tanto para seleccionar los elementos necesarios para esta aplicación se realizará preliminarmente una matriz de ponderación (tabla 3.16) con la cual se determinará la marca fabricante que presente mejores beneficios, para esto se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Disponibilidad en el mercado.
- Durabilidad.
- Capacidad de los contactos.
- Tipo de montaje.
- Precio.

Las alternativas que se tienen son:

- A.** Elementos actuadores e indicadores marca SIEMENS.
- B.** Elementos actuadores e indicadores marca CAMSCO.

Tabla 3.16. Matriz de ponderación de elementos actuadores e indicadores

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS	
		A	B
Disponibilidad:	10	10	10
Durabilidad:	10	10	8
Capacidad de contactos:	10	10	8
Tipo de montaje:	10	10	10
Precio:	10	8	10
PUNTUACION TOTAL:		48	46

Como se observa en la tabla 3.16, la opción que presenta más beneficios es la A, y aunque su precio es más elevado con relación a la otra marca su durabilidad y la capacidad que tienen sus contactos lo compensa, por lo tanto como se busca que el sistema trabaje por mucho tiempo sin tener que realizar el reemplazo de estos elementos en periodos cortos se utilizará la marca **SIEMENS**, en el ANEXO A-9 se detallan las unidades seleccionadas y el equipamiento que poseen.

De la marca escogida, se utilizará para la selección entre la operación manual y automática de la máquina **dos Selectores de tres posiciones con contacto con retención SIEMENS** (figura 3.15), sus características se muestran en la tabla 3.17 y en el ANEXO A-9 Pág.1.

Tabla 3.17. Características del selector

SELECTOR	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Modelo	3SB3 10-2DA11
N° de posiciones	3 posiciones
Tipo	Contacto con retención
Equipamiento	2 contactos NA

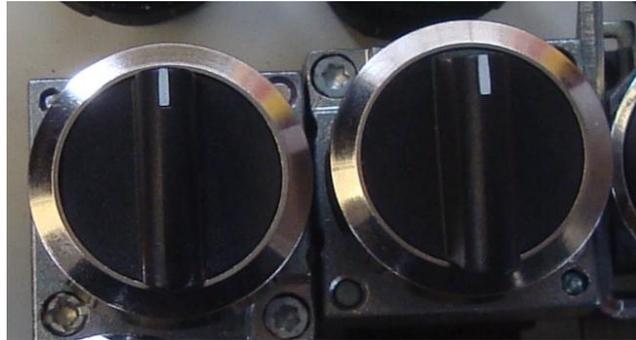


Figura 3.15: Selectores de tres posiciones

Para el arranque y apagado del motor, el inicio del ciclo automático, el avance y retroceso de la prensa y el botador, se utilizarán **Pulsadores de botón plano SIEMENS** (figura 3.16), sus características se muestran en la tabla 3.18 y en el ANEXO A-9 Pág.1.

Tabla 3.18. Características del pulsador

PULSADOR	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Modelo	3SB3 01-0AA11/31/41
Colores	Negro, rojo, verde
Tipo	Botón plano
Equipamiento	1 NA + 1 NC



Figura 3.16: Pulsadores eléctricos

Para una situación de emergencia se utilizará un **Interruptor pulsar-tirar con contacto con retención SIEMENS** (figura 3.17), el cual desconectará todo el circuito de mando y control permitiendo reaccionar ante la emergencia, sus características se muestran en la tabla 3.19 y en el ANEXO A-9 Pág.2.

Tabla 3.19. Características del interruptor de emergencia

INTERRUPTOR	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Modelo	3SB3 01-1CA21
Color	Rojo
Tipo	Pulsar-tirar con contacto con retención
Equipamiento	1 NA + 1 NC



Figura 3.17: Interruptor de emergencia tipo pulsar-tirar

Para indicar al operador que se encuentra encendido en el sistema, se utilizarán **Luces indicadoras con argollas concéntricas SIEMENS** (figura 3.18), y sus características se muestran en la tabla 3.20 y en el ANEXO A-9 Pág.3.

Tabla 3.20. Características de luz indicadora

LUZ INDICADORA	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Colores	Rojo, verde, naranja
Tipo	Argollas concéntricas
Voltaje de operación	AC 110 V



Figura 3.18: Luces indicadoras

3.3.3 SELECCIÓN DE INTERRUPTORES TERMOMAGNÉTICOS.

Se necesita seleccionar por lo menos cinco interruptores termomagnéticos, los cuales serán necesarios para proteger los circuitos derivados del tablero de control, entre ellos están:

- Interruptor termomagnético para alimentación general.
- Interruptor termomagnético para el circuito de fuerza del motor.
- Interruptor termomagnético para el circuito de mando y control.
- Interruptor termomagnético para la alimentación del PLC.
- Interruptor termomagnético para la alimentación del voltaje DC \pm 24V.

Para estos elementos de protección también existen algunas marcas fabricantes, por lo que se realizará una matriz de ponderación (tabla 3.21) con la cual se decidirá de mejor manera la marca que brinde mejores beneficios, y de ésta se realizará la selección de los elementos necesarios para la aplicación, para esto se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Disponibilidad en el mercado.
- Endurancia eléctrica.
- Capacidad de los contactos.
- Capacidad de corte.
- Precio.

Las alternativas que se tienen son:

- A. Interruptores termomagnéticos marca SIEMENS.
- B. Interruptores termomagnéticos marca LS INDUSTRIAL SYSTEMS.
- C. Interruptores termomagnéticos marca CHINT.

Tabla 3.21. Matriz de ponderación de interruptores termomagnéticos

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		A	B	C
Disponibilidad:	10	10	10	10
Endurancia eléctrica:	10	10	10	8
Capacidad de contactos:	10	10	10	8
Capacidad de corte:	10	10	10	8
Precio:	10	6	8	10
PUNTUACION TOTAL:		46	48	44

Como se puede apreciar en la tabla 3.21 la mejor opción es la B, aunque no tenga el precio más bajo si tiene el precio más conveniente en cuanto a las características que presenta como son: una buena endurancia eléctrica que está en el orden de los 6000 a 8000 ciclos, una capacidad de corte excelente con un rango entre 5 y 10 kA y contactos muy resistentes con buena protección evitando la sulfatación y pérdida de continuidad, por lo tanto se utilizará **la marca LS INDUSTRIAL SYSTEMS**, en el ANEXO A-10 se detallan las unidades seleccionadas y sus datos técnicos.

Para seleccionar el interruptor termomagnético para la alimentación general se tomará en cuenta la corriente a plena carga del motor eléctrico ya que está será la carga más grande que deberá ser protegida por este, además se tiene que adicionar una corriente extra que proviene del consumo de la fuente de voltaje DC y todos los componentes eléctricos del tablero de control, esta corriente será aproximadamente 5 A, entonces la corriente de selección será:

$$I_{SC} = 1,5 (I_{pc\ motor} + I_{consumo})$$

Ec. 3.10²⁶

Donde:

I_{SC} = Corriente para la selección del interruptor termomagnético.

$I_{pc\ motor}$ = Corriente a plena carga del motor eléctrico.

$I_{consumo}$ = Corriente que consume el tablero de control.

$$I_{SC} = 1,5 (60,5 A + 5 A)$$

$$I_{SC} = 98,25 A$$

Por lo tanto seleccionando el valor estándar inmediato superior se utilizará un **Interruptor termomagnético LS INDUSTRIAL SYSTEMS de 100 A** (figura 3.19) para la protección de todo el sistema del ANEXO A-10 Pág.3, en la tabla 3.22 se muestran los interruptores seleccionados para los otros circuitos derivados.



Figura 3.19: Interruptores termomagnéticos para el tablero de control

²⁶ Enríquez Harper; Manual de Aplicación del Reglamento de Instalaciones Eléctricas; Primera Edición, pág. 208.

Tabla 3.22. Interruptores termomagnéticos del tablero de control

APLICACIÓN	Nº DE POLOS	DATOS ELÉCTRICOS	MODELO	OBSERVACIONES
Alimentación general	3	100 A 240 V	EBS103Fb 100	Caja moldeada. Capacidad de ruptura 10kA.
Circuito de fuerza del motor	3	100 A 240 V	BKD-100-3	Conductores superiores a 50mm ² . Montado sobre riel DIN.
Circuito de mando y control	2	10 A 230V	BKN-b 2P B10A	Conductores superiores a 25mm ² . Montado sobre riel DIN. Capacidad de ruptura 10kA.
Alimentación PLC	1	10 A 230V	BKN-b 1P B10A	
Alimentación voltaje DC ±24 V	2	10 A 24 V	BKN-b 1P+N B10A	

3.3.4 SELECCIÓN DE CONTACTORES Y GUARDAMOTOR.

La marca LS INDUSTRIAL SYSTEMS también es fabricante de este tipo de elementos y considerando que presentan los mismos beneficios planteados en la matriz de ponderación de la tabla 3.21 se seleccionarán los contactores y relé térmico de esta marca.

Para seleccionar los tres contactores necesarios para el arranque estrella- triángulo (Y-Δ) se tomará en cuenta principalmente la potencia nominal del motor (30 HP), en el ANEXO A-11 se detallan los datos técnicos de los elementos seleccionados, por lo tanto se utilizarán **dos contactores GMC-85** para la conexión de la línea y la conexión triángulo respectivamente, **un contactor GMC-75** para la conexión estrella y **un relé térmico GTK-85** para cuidar al motor de sobre cargas (figura 3.20), en la tabla 3.23 se muestran las características de los contactores.

Tabla 3.23. Características del contactor de fuerza

CONTACTORES	CARACTERÍSTICAS
Marca	LS Industrial Systems
Modelos	GMC – 85 (L-Δ) GMC – 75 (Y)
N° de polos	3
Tipo de montaje	Sobre riel DIN
Intensidad máxima de operación	75 / 85 A
Voltaje de bobina y trabajo	110V / 220 V
N° de operaciones eléctricas	2000000
Modelo de relé térmico recomendado	GTK - 85



Figura 3.20: Contactores y relé térmico del circuito de fuerza

3.3.5 SELECCIÓN DEL CONDUCTOR ELÉCTRICO.

Para seleccionar la opción más favorable en cuanto a conductor eléctrico para la aplicación se realizará una matriz de ponderación (tabla 3.24), la cual determinará el fabricante que presente mejores beneficios tanto técnicos como económicos, para esto se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Disponibilidad en el mercado.
- Resistencia del material aislante.
- Capacidad de corriente.
- Temperatura máxima de operación.
- Precio.

Las alternativas que se tienen son:

- A. Conductores eléctricos marca INDECO.
- B. Conductores eléctricos marca ELECTROCABLES.
- C. Conductores eléctricos marca CABLEC.

Tabla 3.24. Matriz de ponderación de conductores eléctricos

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		A	B	C
Disponibilidad en mercado:	10	8	10	10
Resistencia material aislante:	10	8	10	8
Capacidad de corriente:	10	8	10	10
Temperatura de operación:	10	8	10	8
Precio:	10	10	8	8
PUNTUACION TOTAL:		42	48	44

Como se puede apreciar en la tabla 3.24 la mejor opción es la B, aunque no tenga el precio más bajo si tiene el precio más conveniente en cuanto a las características que presenta como son: utilización en lugares secos y húmedos, expuestos hasta una temperatura máxima de 90 °C, su capacidad de corriente es superior a las otras marcas aproximadamente en un 10%, por lo tanto se utilizará **la marca ELECTROCABLES**, en el ANEXO A-12 Pág.1 y Pág.2 se detallan las especificaciones técnicas de la construcción del tipo de conductor seleccionado y las aplicaciones en las cuales son utilizados.

3.3.5.1 Conductor del circuito de control.

Dado a que el circuito de control se limita únicamente a las bobinas de contactores y válvulas, elementos eléctricos como pulsadores, luces indicadoras, relés auxiliares y conexiones al PLC, entonces la corriente y caída de tensión no serán de mayor consideración, por lo tanto se utilizará una sección de 1,31 mm² que equivale a un conductor #16 AWG, para esta selección se utilizó la tabla de calibres para conductor tipo TFN (ANEXO A-12 Pág.3), en la tabla 3.25 se muestran sus características.

Tabla 3.25. Características del conductor del circuito de control

CONDUCTOR	CARACTERÍSTICAS
Tipo	TFN, utilizados en circuitos de control en tableros eléctricos, además aptos para usarse en zonas contaminadas con aceites, grasas, gasolina, etc.
Tensión de servicio	600 V
Capacidad de corriente	10 A
Nº de hilos	19
Temperatura máx.	90 °C

3.3.5.2 Conductor del circuito de potencia.

El conductor para la selección es de cobre y tiene una longitud de 7 m, para lo cual se necesita conocer la caída de tensión que no tiene que ser menor al 2%, entonces utilizando la teoría de cálculo de circuitos de potencia²⁷ se tiene:

$$\Delta V = \frac{V_L \% \Delta V}{100} \quad Ec. 3.11$$

²⁷ José Roldán Vilorio; Cálculo y Construcción de Circuitos con Contactores; Primera Edición, pág. 213.

Donde:

ΔV = Caída de tensión.

V_L = Voltaje de la red eléctrica.

U_b = Tensión en bornes del motor.

$$\Delta V = \frac{220 \text{ V} (2)}{100} = 4,4 \text{ V}$$

$$U_b = V_L - \Delta V \quad \text{Ec. 3.12}$$

$$U_b = 220 \text{ V} - 4,4 \text{ V} = 215,6 \text{ V}$$

Entonces la sección del conductor será:

$$S_p = 100 \frac{\rho P L}{\% \Delta V U_b^2 \cos \phi^2 \eta^2} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde:

ρ = Densidad del cobre ($\Omega \text{ mm}^2/\text{m}$).

P = Potencia nominal del motor (w).

L = Longitud de la línea (m).

η = Rendimiento del motor eléctrico (85%).

$$S_p = 100 \frac{0,0172 (22000) 7}{2 (215,6)^2 0,8^2 0,85^2} = 6,16 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto tomando el valor estándar inmediato superior se utilizará una sección de $8,36 \text{ mm}^2$ que equivale a un conductor #8 AWG, para esta selección se utilizó la tabla de calibres para conductor tipo THHW (ANEXO A-12 Pág.3), en la tabla 3.26 se muestran sus características.

Tabla 3.26. Características del conductor del circuito de potencia

CONDUCTOR	CARACTERÍSTICAS
Tipo	THHW, utilizados para circuitos de fuerza, además aptos para usarse en lugares secos y húmedos.
Tensión de servicio	600 V
Capacidad de corriente	55 A
N° de hilos	19
Temperatura máx.	90 °C

3.3.6 SELECCIÓN DE RELÉS AUXILIARES.

Es necesario utilizar relés auxiliares para proteger las entradas y salidas del PLC, debido a que los contactos del autómatas únicamente soportan una cierta cantidad de corriente y si esa corriente es elevada producirá el deterioro y daño en los contactos, por lo tanto al utilizar los contactos del relé auxiliar estos serán afectados si se produce una corriente elevada cuidando así los contactos del PLC.

Se realizará una matriz de ponderación (tabla 3.27) con la cual se tomará la mejor selección en cuanto a las alternativas que se tiene en relés auxiliares, para compararlos se tomará en cuenta los siguientes aspectos:

- Tensión y corriente de contactos.
- Voltaje de la bobina.
- Vida mecánica y eléctrica.
- Señal indicadora y dimensiones.
- Precio.

Las alternativas que se tienen son:

- A. Relés Auxiliares RELECO C10A10X.
- B. Relés Auxiliares TELEMECANIQUE.

Tabla 3.27. Matriz de ponderación de relés auxiliares

ASPECTOS	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS	
		A	B
Tensión y corriente de contactos:	10	10	10
Voltaje de la bobina:	10	10	8
Vida mecánica y eléctrica:	10	10	10
Señal indicadora y dimensiones:	10	10	8
Precio:	10	10	8
PUNTUACION TOTAL:		50	44

Como se puede apreciar en la tabla 3.27 la mejor opción es la A, principalmente porque son relés económicos comparándolos con la otra marca, y además tiene la ventaja que son pequeños y no ocupan demasiado espacio el cual es de consideración ya que el tablero que se utilizará no es tan espacioso, su luz indicadora permitirá identificar su activación al realizar pruebas y sobre todo su vida mecánica y eléctrica está por el orden de 20 Mil y 100 Mil operaciones respectivamente, por lo tanto se utilizará **Relés auxiliares RELECO C10A10X** (figura 3.21), en el ANEXO A-13 Pág.1 se interpreta su codificación y en el ANEXO A-13 Pág.2 y Pág.3 se detallan sus especificaciones técnicas, construcción, dimensiones y diagrama de conexión. Las características generales de estos relés auxiliares se muestran en la tabla 3.28.

Tabla 3.28. Características del relé auxiliar

RELÉ AUXILIAR	CARACTERÍSTICAS
Marca	RELECO
Código	C10A10X
Contactos	$I_{m\acute{a}x} = 10 \text{ A}$ $V_{m\acute{a}x} = 250 \text{ V}$ $I_{m\acute{i}n} = 10 \text{ mA} / 10 \text{ V}$
Bobina	$I = 32 \text{ mA}$ $V_{CC} = 24 \text{ V}$ $P_N = 0,7 \text{ W}$
Código de la base	S10



Figura 3.21: Relés auxiliares con base incluida

3.3.7 SELECCIÓN DE LA FUENTE DE CORRIENTE CONTINUA.

Para la selección de la fuente de corriente continua se tomo en cuenta dos aspectos principales que son: el voltaje que necesitaban los relés para accionarse (24 Vcc), y la corriente total que consumirán las bobinas de todos los relés auxiliares utilizados (2 A). Con estos parámetros se adquirió **una fuente de $\pm 24\text{Vcc} / 3\text{A}$** (figura 3.22), en un almacén electrónico de la localidad. En la tabla 3.29 se muestran las características de la fuente adquirida.

Tabla 3.29. Características de la fuente de voltaje DC.

FUENTE DE VOLTAJE	CARACTERÍSTICAS
Voltaje	± 24 V
Corriente máxima	3 A
Tipo de transformador	Input: AC 120 V
	Output: AC Tap central (12V-0-12V)



Figura 3.22: Fuente de corriente continua armada

3.3.8 UTILIZACIÓN DE FINALES DE CARRERA Y SENSOR INDUCTIVO.

Se necesita utilizar dos finales de carrera que serán colocados uno en el final de la parte superior de la carrera de la mesa móvil el cual detectará la finalización del ciclo de prensado, y otro que será colocado al final de la parte inferior el cual servirá como protección para el operador ya que desconectará todo el ciclo de avance, por lo tanto se utilizarán **Finales de carrera marca MICRO** (figura 3.23) los cuales fueron desconectados de otra máquina que ya no está en funcionamiento, a estos elementos se les revisó principalmente sus contactos los cuales se encuentran en buen estado y también la capacidad que tienen, esto se observó en la placa de datos (tabla 3.30).

Tabla 3.30. Características del final de carrera

FINAL DE CARRERA	CARACTERÍSTICAS
Marca	MICRO
Tipo de cabeza	Palanca con rodamiento
Contactos	1 NA / 1NC
Tensión nominal	380 Vca / 220 Vcc
Capacidad nominal	CA: 100 VA / CC: 30 W



Figura 3.23: Final de carrera y sensor inductivo

Además de estos finales de carrera se necesitará de un sensor para dar una señal al momento en que la prensa esté a unos 10 cm del material a prensar, por lo que se utilizará **un sensor inductivo SIEMENS** (figura 3.22) el cual existe en el stock de la fábrica, sus características se muestran en la tabla 3.31.

Se utilizará este tipo de sensor ya que son interruptores de posición que trabajan sin contacto físico, no tienen piezas sujetas a desgaste mecánico y son prácticamente insensibles a los efectos ambientales.

Un sensor inductivo consta esencialmente de un oscilador cuyo bobinado constituye la cara sensible del mismo. Frente a ésta se crea un campo magnético alterno. Cuando se coloca un objeto metálico en ese campo, las corrientes inducidas generan una carga adicional que provoca la parada de las oscilaciones, que conduce a un cambio en la señal en la salida.

Tabla 3.31. Características del sensor inductivo

SENSOR INDUCTIVO	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Distancia de trabajo	0,6 a 75 mm
N° de hilos	2 hilos para PLC
Voltaje de trabajo	110 Vca
Grado de protección	IP 68 para condiciones extremas

3.3.9 SELECCIÓN DE ELEMENTOS ADICIONALES.

Para seleccionar estos elementos se tomó en cuenta principalmente un bajo costo ya que estos permanecerán estáticos sin desgastarse en exceso e invertir mucho dinero en estos elementos será un desperdicio, la marca que me brinda bajo precio y buena calidad es la marca CAMSCO, por lo tanto para alojar a los conductores eléctricos se utilizarán canaletas ranuradas color gris de 50 mm x 50 mm, también se utilizarán rieles DIN metálicas de 35 mm simétrica donde se montarán los breakers, contactores, relés auxiliares y borneras; además para la conexión de conductores dentro del tablero de control y los conductores que llegan del exterior se utilizarán borneras apilables para riel DIN para conductor #16 AWG (circuito de control) y #8 AWG (circuito de fuerza) estos resistirán hasta 82 amperios, en la figura 3.24 se pueden observar los elementos seleccionados.



Figura 3.24: Canaleta, borneras y riel DIN

3.3.10 SELECCIÓN DEL MICRO PLC.

3.3.10.1 Arquitectura del PLC.

Principalmente debido a que tiene una fácil conexión con la PC, posee las suficientes entradas y salidas digitales para el sistema de control que se quiere implementar en la prensa hidráulica y su bajo costo que tiene en el mercado se ha seleccionado el PLC LOGO, el cuál es el módulo lógico universal de Siemens, y tiene características importantes como son:

- Unidad de mando y visualización con retroiluminación.
- Fuente de alimentación.
- Interfaz para módulos de ampliación.
- Interfaz para módulo de programación (Card) y cable para PC.
- Funciones básicas habituales preprogramadas, como son: para conexión retardada, desconexión retardada, relés de corriente, e interruptor de software.
- Temporizador.
- Marcas digitales y analógicas.
- Entradas y salidas en función del modelo.

Además para la creación del programa todos los módulos LOGO! Basic disponen de las siguientes conexiones, independientemente del número de módulos que se conecten:

- Entradas digitales I1 hasta I24.
- Entradas analógicas AI1 hasta AI8.
- Salidas digitales Q1 hasta Q16.
- Salidas analógicas AQ1 y AQ2.
- Marcas digitales M1 hasta M24, M8: marcas de arranque.
- Marcas analógicas AM1 hasta AM6.

- Bits de registro de desplazamiento S1 hasta S8.
- 4 teclas de cursor.
- 16 salidas no conectadas X1 hasta X16.

Por todos estos beneficios y características, de toda la gama de LOGO! se utilizará el modelo **LOGO! 230RC** con 3 módulos **LOGO! DM 8 230R**, que por código significa:

- **230:** versión de 115...240 V.
- **R:** salidas de relé (sin R: salidas de transistor).
- **C:** temporizador semanal integrado.
- **DM:** módulo digital.

Este modelo de LOGO!, y el módulo digital seleccionado tienen las características básicas que se muestran en la tabla 2.26.

Tabla 3.32. Características básicas del LOGO!

Designación	Alimentación	Entradas	Salidas	Características
LOGO! 230RC ⁽¹⁾	115...240V CA/CC	8 digitales	4 relés de 10A	Con display Con reloj
LOGO! DM 8 230R	115...240V CA/CC	4 digitales ⁽²⁾	4 relés de 5A	

(1) Entradas en dos grupos de 4. Dentro del grupo sólo puede haber una misma fase, entre grupos puede haber fases distintas.

(2) No se admiten fases distintas entre las entradas.

Con los tres módulos DM 8, se tiene suficientes entradas y salidas digitales, para realizar la programación para el control del sistema eléctrico de la máquina tanto en selección manual y automática. Cabe indicar que la configuración máxima de módulos que se puede conectar al PLC es de 4 módulos digitales y 3 módulos analógicos, en el ANEXO A-14 Pág.2, Pág.3 y Pág.4 se muestran los datos técnicos del LOGO! 230RC.

3.3.11 UTILIZACIÓN DEL TABLERO DE MANDO Y CONTROL.

En la fábrica INDUCE ya existía un tablero metálico de marca desconocida al cuál había que darle uso, las medidas de este son: largo = 130 cm, ancho = 80 cm y altura = 40 cm. Por lo tanto se distribuyó el espacio de todo el tablero en 3 partes, distribuyéndose los elementos de la siguiente manera (figura 3.31):

- Parte superior, se colocará el circuito de fuerza.
- Parte central el PLC o autómatas programables y los interruptores termomagnéticos.
- Parte inferior el circuito de control junto con los relés y borneras.



Figura 3.31: Distribución de espacios en el tablero de control

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.

Después de haber concluido el diseño, rediseño y selección de todos los elementos para los sistemas de la prensa hidráulica tanto en la parte mecánica, hidráulica y eléctrica, se continúa con la construcción y montaje de los mismos, para ello se utilizará como base los diferentes planos proyectados, obteniendo al final un correcto funcionamiento de la prensa.

4.1 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA MECÁNICO.

En el montaje y construcción mecánico estarán presentes principios y conocimientos técnicos tales como la utilización y manejo de máquinas-herramientas, la selección correcta de los tipos de sueldas en algunos montajes y la utilización adecuada de materiales, por lo tanto luego de comprobar que los elementos mecánicos principales que se muestra en la figura 4.1, cumplen con un factor de seguridad adecuado para la repotenciación de la máquina, ésta quedó ensamblada como se muestra a continuación.

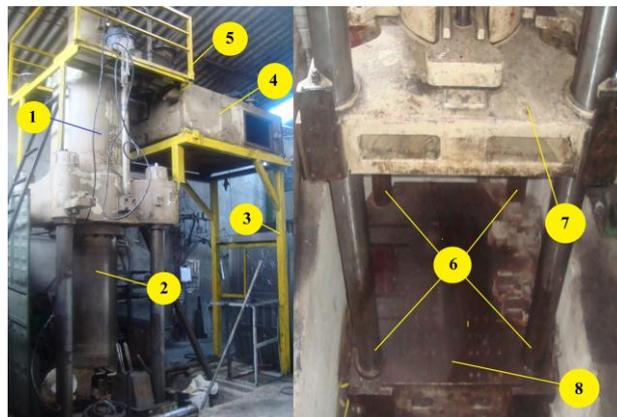


Figura 4.1: Prensa hidráulica Hidrogarne ensamblada; 1 Cilindro hidráulico, 2 Vástago, 3 Estructura del tanque de aceite, 4 Tanque de aceite principal, 5 Estructura de acceso superior, 6 Columnas, 7 Mesa móvil, 8 Mesa Fija

4.1.1 MONTAJE DEL TANQUE SUPERIOR DE ACEITE.

Se utilizó un tanque de forma rectangular existente en la fábrica el cual estaba construido con planchas de acero de 3 mm de espesor, sus dimensiones son: 1,23 m x 0,71 m x 0,62 m; utilizando un montacargas se elevó este tanque hasta montarlo sobre un codo de 90° el cual conecta un extremo con el interior del cilindro hidráulico y el otro con la cara inferior del tanque, cabe indicar que para evitar fugas de aceite se colocó papel victoria con permatrix (sellador) entre estos dos elementos y se sujetó con 8 pernos Allen 3/8 x 1 ½ pulgadas, ver figura 4.2.

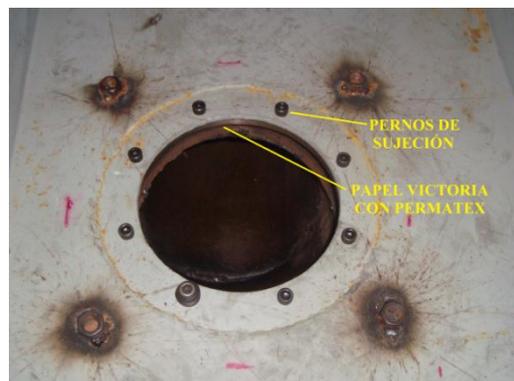


Figura 4.2: Sujeción del tanque de aceite superior

Para disipar los golpes de aceite fuertes cuando la prensa este retrocediendo se colocó una capaceta en el orificio inferior del tanque el cual conecta con la tubería, en la figura 4.3 se observa que ésta es una placa cuadrada de acero de 40 mm x 40 mm x 5 mm de espesor, la cual se sujetó con 4 pernos de acero de ¾ x 6 pulgadas los cuales atraviesan las esquinas de la capaceta y se ajustaron en sus tuercas, éstas fueron unidas a la base del tanque realizando una soldadura de cordón alrededor de la tuerca, se utilizó electrodo recubierto E7018 (ANEXO D-1 Pág.2) el cual presenta alto contenido de polvo de hierro para soldar estructuras en general y especial resistencia a la absorción de humedad, excelente para condiciones ambientales extremas esto evitará problemas al contacto con el aceite hidráulico, el tipo de junta es en “T” de ángulo interior, ver ANEXO D-2 Pág.1.



Figura 4.3: Capaceta montada en el interior del tanque

4.1.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA VÁLVULA PARA LA DESCARGA DEL TANQUE PRINCIPAL DE ACEITE.

El tanque de aceite principal de la prensa no contaba con una válvula para realizar la descarga del mismo y cambiarlo cuando ya termine su vida de trabajo, por lo tanto debido a la importancia que tiene este tipo de elemento en una central hidráulica se decidió montar una válvula de mariposa (figura 4.4) existente en la fábrica, para ello se mecanizó una perforación de 10 cm en el centro de dos bridas cuadradas de acero, estas se utilizaron para montar la válvula en el cara inferior del tanque, se realizó un taladro de 7/8 de pulgada en las cuatro esquinas de las dos bridas y se colocó un bocín en la perforación de 100 mm de una de ellas, ver figura 4.5.

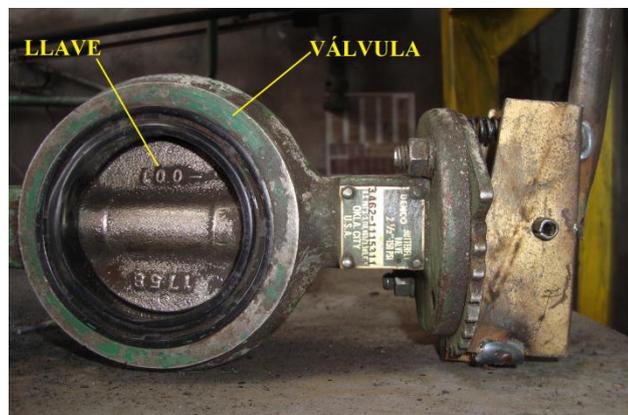


Figura 4.4: Válvula de mariposa para descargar el aceite del tanque principal

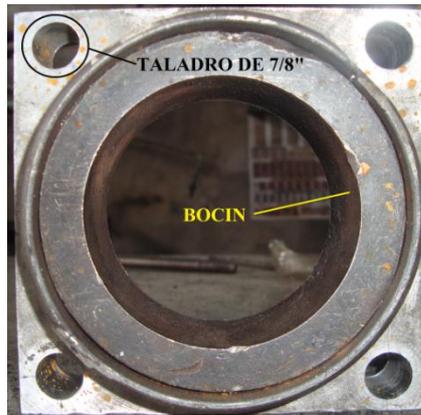


Figura 4.5: Breda con bocín para el montaje de la válvula de mariposa

Para montar la válvula se realizó una perforación de 80 mm de diámetro en el tanque utilizando oxicorte, luego se retiró toda la escoria hasta dejar completamente limpio el interior de este, evitando así daños en los elementos hidráulicos por cuerpos extraños, se unió el bocín de la brida con la base del tanque con una soldadura de cordón alrededor del elemento (figura 4.6), se utilizó electrodo recubierto E7018 el cual presenta alto contenido de polvo de hierro para soldar estructuras en general y especial resistencia a la absorción de humedad, excelente para condiciones ambientales extremas esto evitará problemas al contacto con el aceite hidráulico, el tipo de junta es en “T” de ángulo interior, ver **ANEXO D-2 Pág.2.**



Figura 4.6: Bocín de la brida soldado a la base del tanque

Finalmente se sujetó la válvula de mariposa con 4 pernos con tuerca de $\frac{3}{4}$ x 6 pulgadas colocándola en medio de las dos bridas, cabe indicar que se cambió los O-ring de la válvula para evitar que existan fugas de aceite, ver figura 4.7.



Figura 4.7: Montaje de la válvula de mariposa en el tanque principal de aceite

4.1.3 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL TABLERO DE MANÓMETROS Y PRESÓSTATOS PARA LA VISUALIZACIÓN DE PRESIONES DEL SISTEMA.

Se construyó un tablero en el cual se colocaron tres manómetros y tres presóstatos, fue indispensable la construcción de este tablero y el montaje de estos elementos puesto que de esta manera el operador podrá identificar las presiones de trabajo del sistema y también regulará la fuerza requerida para el proceso de prensado en función de la presión.

4.1.3.1 Corte y trazado.

Se cortó una plancha de acero de 4 mm de espesor con dimensiones de 80 cm x 50 cm, para esto se utilizó una amoladora con disco de corte (figura 4.8), luego se distribuyó los elementos de manera uniforme para que puedan ser observados con total claridad por el operador y se trazaron sus ubicaciones utilizando un flexómetro, rayador y una escuadra, ver figura 4.9.



Figura 4.8: Corte de la plancha de acero para la construcción



Figura 4.9: Trazado de la ubicación de los elementos

Se realizó el corte de las circunferencias donde se montaron los manómetros y los presóstatos, para esto utilizó Oxicorte el cual es un proceso que crea una flama de alta temperatura que funde al material y lo corta dejando en su trayectoria gran cantidad de escoria, para eliminar ese mal acabado y dejar una superficie lisa donde se pueda ingresar el elemento se utilizó un Motor Turn la cual es una máquina pulidora que gira a 8000 rpm con una piedra diamantada, ver figura 4.10.



Figura 4.10: Corte y pulido de las circunferencia

4.1.3.2 Doblado y pintado.

Para cubrir a los elementos que van montados en el tablero y permitir una mejor visualización por el operador se realizaron cuatros doblados, dándole al tablero una forma media octogonal, para esto se utilizó una dobladora manual, ver figura 4.11.



Figura 4.11: Doblado del tablero de manómetros y presóstatos

Finalmente se pintó al tablero con pintura anticorrosiva para evitar su deterioro y se sujetó a la estructura que soporta al tanque con 3 pernos Allen de 5 /16 x 1 pulgada, una vez ahí se montaron todos los elementos y se realizaron sus conexiones respectivas, además para la comprensión del operador se etiquetaron

los nombres de los elementos, de izquierda a derecha estos son: presión del botador (P1), presión piloto (P2), presión general (P3) y presión de prensado (P4), ver figura 4.12.

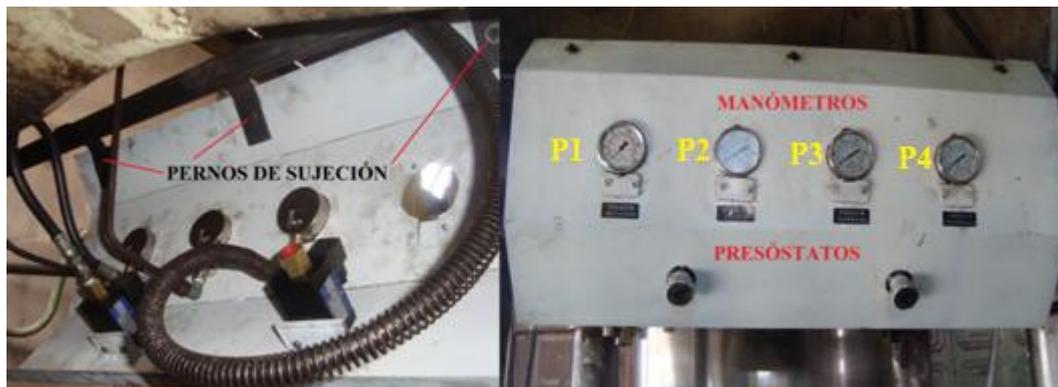


Figura 4.12: Montaje del tablero de manómetros y presóstatos

4.1.4 MONTAJE DEL MOTOR ELÉCTRICO Y LA BOMBA HIDRÁULICA.

Para montar el motor eléctrico en la parte superior del tanque se utilizaron dos placas rectangulares de acero de 50 cm x 8 cm y de 1 pulgada de espesor, se las unió al tanque realizando una soldadura de doble filete en los extremos más largos de cada una de las placas a una distancia de 25 cm entre centros para coincidir con las perforaciones de las bases del motor, se utilizó electrodos recubiertos E7018, el cual presenta alto contenido de polvo de hierro para soldar estructuras en general y especial resistencia a la absorción de humedad, excelente para condiciones ambientales extremas esto evitará problemas al contacto con el aceite hidráulico, el tipo de junta es en “T” de ángulo interior (ANEXO D-2 Pág.3), luego en cada una de estas placas se realizaron dos taladros de 11/16 de pulgada en la misma posición de las perforaciones de la base del motor y se pasó machuelo para rosca $\frac{3}{4}$ de pulgada, finalmente se subió el motor con un montacargas y se lo colocó sobre las placas y se sujetó con 4 pernos de $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{1}{2}$ pulgada, ver figura 4.13.



Figura 4.12: Motor montado en las bases soldadas

Luego se montó la bomba hidráulica al eje del motor con un matrimonio que poseía la bomba, este matrimonio transmitirá el movimiento del eje del motor logrando bombear el fluido al sistema, el matrimonio coincidió perfectamente con el motor y se sujetó con 4 pernos de 5/8 x 1 ½ pulgada a su carcasa, ver figura 4.13.



Figura 4.13: Acople del motor eléctrico con la bomba hidráulica

4.2. MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

En el montaje e implementación del sistema hidráulico estarán presentes principios y conocimientos técnicos tales como interpretación de planos (figura 2.29), la utilización y manejo de herramientas, la selección correcta de los tipos de soldas en algunas uniones y modificaciones y la utilización adecuada de materiales que evitarán fugas de aceite como selladores (permatex), teflón y sellos de caucho (O-rings).

4.2.1 MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE ALTA PRESIÓN.

4.2.1.1 Montaje del bloque manifold principal.

Este bloque hidráulico (figura 4.14) pertenecía a otra máquina por tal motivo se realizó el estudio de sus conexiones internas y se limpió todos sus conductos con diesel para dejarlos completamente limpios, sus dimensiones son: 80 cm x 50 cm x 45 cm, para montarlo en la parte superior del tanque se utilizó un tecele eléctrico sujeto en el techo de la fábrica quedando fijo al tanque por su propio peso, considerando que su trabajo será estático.



Figura 4.14: Bloque manifold principal

4.2.1.2 Montaje de tuberías, mangueras y acoples hidráulicos.

Utilizando los planos del circuito hidráulico diseñado (figura 2.29) se realizó las conexiones respectivas al bloque manifold principal como son: entrada de presión desde la bomba hidráulica, la salida a tanque, la línea de avance y de retroceso de la prensa, y considerando que todas estas entradas y salidas eran conexiones para bridas se decidió utilizar las tuberías originales del bloque hidráulico, para ello se cortó cada una de ellas utilizando una amoladora con disco de corte dejando una distancia hasta la brida de 30 cm, ver figura 4.15.



Figura 4.15: Corte de tuberías con bridas para montaje en el bloque

Luego en cada una de estas tuberías con bridas se unió un acople tipo JIC macho realizando una soldadura de ranura alrededor de la unión de estos dos elementos, se utilizó electrodos recubiertos E7018 por su alto contenido de polvo de hierro el cual selló de forma hermética la unión y también por su especial resistencia a la absorción de humedad, el tipo de junta es a tope (ANEXO D-2 Pág.4), después se montó las bridas cada una con 4 pernos Allen de $\frac{3}{4}$ x 4 pulgadas, finalmente se conectaron las mangueras con acople JIC hembra en un extremo desde el bloque manifold hasta la descarga de la bomba, la línea de avance y la línea de retroceso de la prensa y la línea a tanque cada una con su respectivo acople hidráulico dependiendo de la conexión (figura 4.16), se utilizó llaves de pico y tubo para los ajustes.

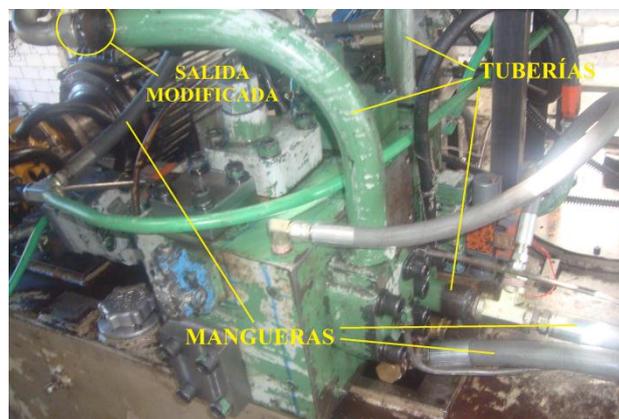


Figura 4.16: Tuberías y mangueras montadas en el bloque manifold

4.2.1.3 Montaje de Válvulas direccionales, check y reguladora de presión.

Todas estas válvulas fueron adquiridas de otras máquinas que ya no funcionan por lo tanto se las desarmó para limpiarlas internamente y verificar que sus componentes internos no se encuentren desgastados consiguiendo así un cierre hermético, todos estos elementos y sus pernos originales fueron lavados en diesel para quitar el acumulamiento de pastas formadas por tierra y aceite, ver figura 4.17.



Figura 4.17: Mantenimiento y limpieza de las válvulas hidráulicas

Cuando ya todas las válvulas estaban limpias y luego de comprobar que están en buen estado se procedió con el montaje de cada una de ellas en el bloque manifold, con la ayuda del plano hidráulico (figura 2.29) se inició con la Válvula direccional principal la cual fue elevada con el teclé eléctrico debido al peso considerable que esta tiene, y se sujetó con 6 pernos Allen de $\frac{3}{4}$ x 5 pulgadas, después se montó la válvula check con 4 pernos Allen de $\frac{3}{4}$ x 4 pulgadas, la válvula direccional para la descarga de la presión con 6 pernos Allen de $\frac{1}{2}$ x 3 pulgadas y la válvula reguladora de presión con un Neplo rosca NPT de $\frac{3}{4}$ pulgada a un Bushing de $\frac{3}{4}$ a 1 pulgada rosca NPT directamente roscada (utilizando teflón) a una Té hembra que se colocó en la tubería de descarga de la bomba, cabe indicar que se cambiaron todos los O-rings que se encontraban en mal estado para evitar pérdidas de fluido, ver figura 4.18.



Figura 4.18: Válvulas hidráulicas montadas en el bloque manifold

4.2.2 MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE BAJA PRESIÓN.

4.2.2.1 Montaje del bloque manifold secundario.

Este bloque hidráulico (figura 4.19) al igual que el anterior pertenecía a otra máquina por tal motivo se realizó el estudio de sus conexiones internas (figura 2.28) y se limpió todos sus conductos con diesel para dejarlos completamente limpios, sus dimensiones son: 50 cm x 25 cm x 25 cm, como tenía entradas en su cara inferior se lo montó sobre una base rectangular de 50 cm x 25 cm fabricado en ángulo de 1 pulgada y de 1/8 de espesor, esta base tiene cuatro patas de 15 cm y se sujetó con 4 pernos de ¼ x ½ pulgada, se colocó este conjunto en la parte superior del tanque cerca del bloque manifold principal.



Figura 4.19: Bloque manifold secundario

4.2.2.2 Montaje de tuberías, mangueras y acoples hidráulicos.

Utilizando los planos del circuito hidráulico diseñado (figura 2.29) se realizó las conexiones respectivas al bloque manifold secundario, se utilizó mangueras hidráulicas con conectores JIC hembra para tramos cortos y de difícil trayectoria y la tubería de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ de pulgada original de la máquina con conector NPT para los tramos largos y con trayectoria lineal, los montajes que se realizaron son: para la entrada de presión al bloque se colocó una manguera de $\frac{3}{4}$ de pulgada con conectores JIC hembra y en sus extremos acoples JIC macho a NPT, para las líneas de avance y retroceso del botador se montó tuberías de $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{2}$ pulgada respectivamente desde el bloque manifold secundario hasta un bloque de conexión en el final del cilindro hidráulico, y desde ese punto hasta las entradas del botador se colocaron mangueras de $\frac{3}{4}$ pulgada lo cual permitirá un libre movimiento del vástago, para estas conexiones también se utilizaron conectores tipo JIC macho a NPT de $\frac{3}{4}$ pulgada, ver figura 4.20 y 4.21.

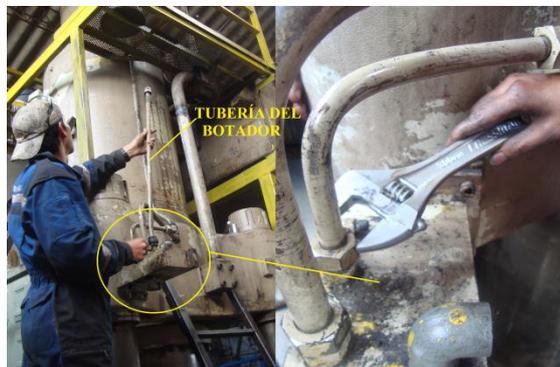


Figura 4.20: Tuberías del circuito de baja presión instaladas



Figura 4.21: Mangueras instaladas y conectores tipo JIC macho

Para la conexión a tanque se utilizaron acoples hidráulicos de aluminio y mangueras normales sin remachar y sin acoples las cuales fueron sujetadas con abrazaderas, esto es debido que el fluido circula a muy baja presión por estos conductos, y para las conexiones a los manómetros se utilizaron tubería de 3/8 pulgada con conectores NPT las cuales fueron enderezadas y dobladas según el tramo necesitado, estas también se utilizaron para transmitir la presión piloto al bloque manifold principal, cabe indicar que se colocó teflón en los acoples NPT y que los ajustes se realizaron con llaves de pico y de tubo, ver figura 4.22.

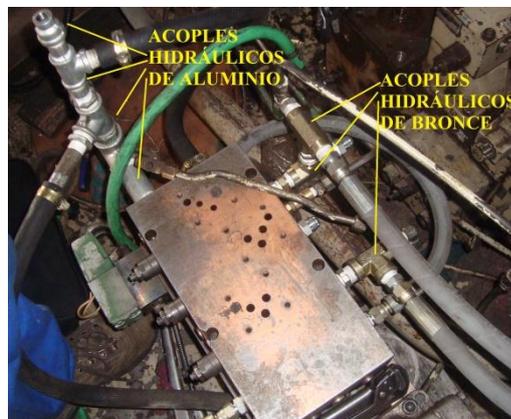


Figura 4.22: Mangueras y tuberías montadas en el bloque manifold secundario

4.2.2.3 Montaje de Electroválvulas direccionales.

Como las electroválvulas eran usadas se identificó sus posiciones para definir las simbologías que las representan, no se las desarmó debido que a simple vista se encontraban en buen estado, lo que si se realizó es el cambio de sus O-rings ya que estos se encontraban bien desgastados, de esta manera se evitó fugas de aceite hidráulico al momento de trabajar, estas electroválvulas se sujetaron al bloque manifold secundario cada una con 4 pernos Allen de 3/16 x 3 pulgadas, fueron montadas en las posiciones designadas según la simbología que tienen y la distribución interna de los conductos en el bloque hidráulico, ver figura 4.23.



Figura 4.23: Electroválvulas montadas en el bloque manifold secundario

También se realizó el montaje de la electroválvula que controla el pilotaje de la válvula direccional principal, ésta se sujetó en la parte superior de la válvula con 4 pernos Allen de 3/16 x 2 pulgadas, se realizó el cambio de sus O-rings antes del montaje, ver figura 4.24.



Figura 4.24: Electroválvula montada en la válvula direccional principal

4.2.3 MONTAJE DEL FILTRO DE ACEITE HIDRÁULICO.

Para realizar el montaje del filtro de aceite se utilizaron tres bridas, de las cuales una es de la bomba hidráulica y tiene rosca NPT para tubería de 1 ½ pulgada, a esta se le colocó un nuevo O-ring y se sujetó a la entrada de la succión de la bomba con 4 pernos de ½ x 1 ½ pulgada, a las otras dos bridas las cuales son

simétricas se le realizó rosca NPT para tubería de 1 ½ pulgada y a una de ellas se le mecanizó un canal para colocar un O-ring y obtener un sellado hermético, ver figura 4.25 y 4.26.



Figura 4.25: Rosca NPT y mecanizado en la brida



Figura 4.26: O-ring de la brida para evitar fugas de aceite

La tercera brida se la unió a la parte superior del tanque a 15 cm de la entrada de la bomba realizando una soldadura de filete en sus cuatro lados, se utilizó electrodos recubiertos E7018, el tipo de junta es en “T” de ángulo interior (ANEXO D-2 Pág.3), sobre ésta se monto la otra brida y se sujetó con 4 pernos Allen de 5/8 x 1 ½ pulgada. A continuación se utilizó dos neoplos 1 ½” uno de longitud 10 cm y otro de 15 cm y también una Té para el mismo diámetro, se les colocó teflón y se realizó la conexión a la entrada de la bomba y a la brida superior, ver figura 4.27.



Figura 4.27: Montaje de las bridas a la entrada de la bomba

Como se puede observar en la figura 4.27 la parte superior de la Té está abierta esta se utilizó para cebar a la bomba y después se le colocó un tapón con teflón y permatrix quedando bien sellado.

Finalmente se montó el filtro en una tubería de acero de 1 ½ pulgada de diámetro y 80 cm de longitud con rosca NPT a ambos lados, para esto se colocó teflón en las roscas y se ajustó el filtro, luego se ingresó este conjunto al interior del tanque se ajustó el otro extremo de la tubería a la brida inferior que fue soldada, de esta manera se completo la línea de succión de la bomba, ver figura 4.28.



Figura 4.28: Filtro de aceite montado en la línea de succión

4.2.4 LLENADO DEL TANQUE DE ACEITE HIDRÁULICO.

Para llenar el tanque se utilizó un montacargas con el cual se elevó los barriles lo más cercano a la entrada de aceite, ya estando ahí se revisó el filtro de la entrada y se lo limpió para que el fluido entre sin acumularse en exceso, es importante la colocación del filtro porque muchas veces vienen cuerpos extraños en el interior del barril, de esta manera se evita daños en los elementos del sistema.

Se colocó la bomba manual en el barril y se ajustó dejándola estática, en la punta de esta se colocó una manguera de 1 pulgada y la otra punta a la entrada del tanque y se realizó el bombeo hasta terminar el barril, de la misma forma para los 11 barriles que se necesitó, ver figura 4.29 y 4.30.



Figura 4.29: Limpieza del filtro de la entrada de aceite



Figura 4.30: Llenado del tanque de aceite utilizando bomba manual

4.2.5 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN VISOR DE NIVEL DE ACEITE.

El tanque no contaba con un visor de nivel de aceite (figura 4.31), y debido a la importancia que tiene este en un sistema hidráulico ya que si el nivel de aceite es bajo puede producir daños en la bomba por succionar aire, por lo tanto se decidió construir un elemento para realizar esta función.



Figura 4.31: Tanque principal sin visor de aceite

Primeramente se mecanizaron dos bloques cuadrados de acero de 25 mm x 25 mm x 25 mm, a estos se les realizó en el centro de su cara lateral un taladro 9/16 de pulgada atravesándolos por completo, luego en su cara superior otro taladro del mismo diámetro hasta llegar al conducto de la primera perforación, a continuación a dos pernos de 1/2 x 2 pulgadas se les realizó un conducto en su centro de diámetro 5/32 de pulgada, en la perforación de la cara superior de los bloques se colocaron uniones de 1/2 a salida de manguera de 3/8 de pulgada y se unieron con una suelda de filete alrededor de los dos elementos con electrodo E7018 para evitar fugas (ANEXO D-2 Pág.5), estos se sujetaron al tanque con los pernos de 1/2 x 2 pulgadas aprovechando unas perforaciones roscadas que llegan hasta el interior del tanque, por estos pernos circuló el aceite hasta llegar a la manguera que se colocó entre los dos acoples y se ajustó con abrazaderas evitando fugas de aceite de esta manera se pudo visualizar el nivel de aceite que existe en el tanque, cabe indicar que se colocó un O-ring a cada perno para sellar mejor, ver figura 4.32.

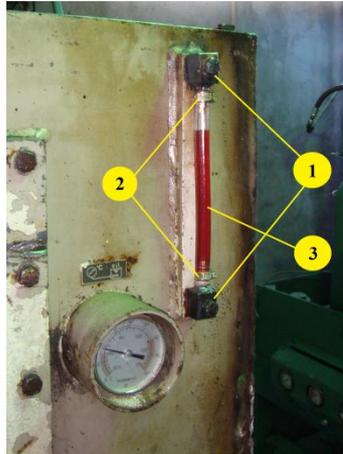


Figura 4.32: Visor de aceite montado en el tanque; 1 Bloques de acero y pernos, 2 Acoples hidráulicos y abrazaderas, 3 Manguera transparente

4.3. MONTAJE E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

En el montaje e implementación del sistema eléctrico estarán presentes principios y conocimientos técnicos tales como interpretación de planos, la utilización y manejo adecuado de herramientas, marquillas, terminales y medidores de voltaje, corriente y continuidad.

4.3.1 RECONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL TABLERO DE MANDO Y CONTROL.

Para mejorar la apariencia del tablero existente en la fábrica se realizó la limpieza del mismo, se enderezó algunos golpes y se lijó, posteriormente a esto se le dio dos manos de pintura anticorrosiva para evitar un deterioro prematuro cuando ya estén operando la prensa hidráulica, ver figura 4.33.



Figura 4.33: Reconstrucción del tablero de control

Antes de efectuar el montaje del tablero de control se realizó el cableado y las conexiones de los elementos que intervienen en el sistema eléctrico (tabla 4.1), para ello se montaron todos estos elementos en la placa interna del tablero; se sujetó las canaletas y los riel DIN con tornillos triple pato de $\frac{1}{4}$ de pulgada en las posiciones ya establecidas y en este riel se montó los contactores, breakers, relés auxiliares, portafusibles, borneras, micro controlador LOGO y sus módulos de expansión, el breaker de caja moldeada se sujetó con tornillos de $\frac{1}{4}$ de pulgada con tuerca, ver figura 4.34.

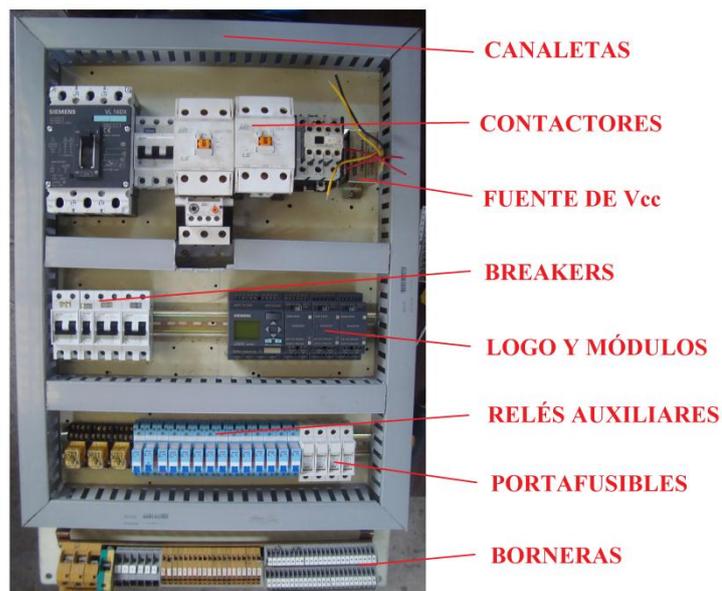


Figura 4.34: Elementos eléctricos montados en la placa del tablero de control

Tabla 4.1. Elementos del tablero del control

CANT.	DESCRIPCIÓN.
1	Tablero de Control de 50 x 130 x 40 (cm).
2	Contactador GMC 85 220V 50/60Hz.
1	Contactador GMC 75 220V 50/60Hz.
1	Relé térmico GTK-85.
1	Breaker LS caja moldeada 3P 100A / 220V.
1	Breaker LS 3P 100A / 220V.
2	Breaker LS 2P 10A / 220V.
1	Breaker LS 1P 10A / 220V.
1	Fuente de voltaje $\pm 24V$ / 3A.
1	Micro PLC Siemens LOGO! 230RC.
3	Módulo digital LOGO DM 8 230R.
12	Relé auxiliar Releco 1P 10A / 250V.
4	Relé auxiliar Camsco 4P 10A / 250V.
4	Portafusibles Camsco para riel DIN.
2	Selector de 2 posiciones SIEMENS.
8	Luces Indicadoras Siemens (Verde, Roja, Amarilla) 120 VAC.
1	Interruptor de emergencia Siemens (1NA + 1NC).
6	Pulsador Siemens (1NA + 1NC).
1	Riel DIN de 35 mm x 1.00 m.
50	Mtrs. Cable # 16 AWG (Rojo, Azul, Negro).
40	Mtrs. Cable # 8 AWG. (Blanco, Azul, Negro).
1	Funda de terminal PIN # 18-16.
20	Terminales de OJO # 10-12.
6	Mtrs. Manguera metálica 1" BX.
12	Mtrs. Manguera metálica ½" BX.
1	Paquete de marquillas plásticas DEXON

4.3.2 IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE MANDO Y CONTROL.

Se realizó el cableado del tablero de control utilizando el conductor #16 AWG y remachando en sus finales los terminales PIN para realizar la conexión en el elemento correspondiente, para esto se siguió el diagrama de control proyectado (ANEXO B-9), se debe tener mucho cuidado con los dos grupos de 4 entradas del Micro PLC Siemens LOGO! 230RC ya que en un mismo grupo solo puede existir una misma fase y solo entre grupos diferentes pueden existir fases distintas, este cuidado también se debe tener en los módulos digitales DM 8 ya que no se admiten fases distintas entre sus entradas, para evitar problemas por cortocircuito se instalaron fusibles de protección, después se montó el tablero a la estructura de la prensa y se la sujetó con 4 pernos de $\frac{1}{2}$ x 1 pulgada, ver figura 4.35 y 4.36.

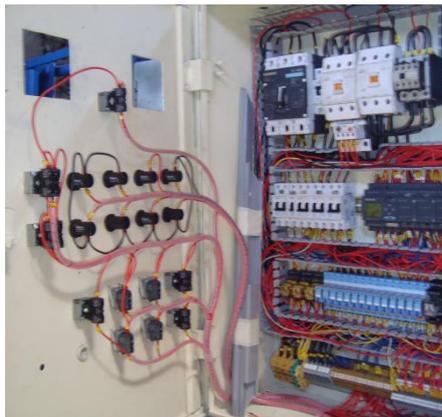


Figura 4.35: Cableado del circuito de control



Figura 4.36: Tablero de control sujeto a la estructura de la prensa

4.3.3 IMPLEMENTACIÓN DEL CIRCUITO DE FUERZA Y ACTUADORES.

Para el arranque del motor se realizó la conexión estrella-triángulo entre los contactores que se encuentran dentro del tablero de control con conductor # 8 AWG y se utilizó también los terminales de Ojo, luego se cableo desde el tablero hasta los terminales del motor utilizando el diagrama de la figura 2.50 con conductor #8 AWG y se los colocó dentro de manguera anillada metálica para evitar deterioros y daños en los mismos.

Para el cableado de los actuadores que son las bobinas de las electroválvulas se utilizó conductor #16 AWG, para estas conexiones se siguió el orden del diagrama de actuadores (ANEXO B-9), los conductores que salen del tablero de control hacia los actuadores también fueron colocados dentro de manguera anillada metálica para evitar daños en los mismos, ver Figura 3.37.



Figura 4.36: Cableado del circuito de fuerza y actuadores

4.3.4 MONTAJE DE LOS MICROSWITCH Y SENSOR INDUCTIVO.

Estos elementos se montaron sobre una base metálica, construida con tres ángulos de 1 pulgada x 1/8 de espesor con los cuales se formó un cuadro y en su parte inferior se soldó una platina de 1 pulgada x 1/8 de espesor, ésta se sujetó a la mesa

con 3 pernos de $\frac{1}{4}$ x 1 pulgada, sobre ésta se soldó un perfil estructural “C” de 20 cm x 8 cm, a la cual se sujetaron los microswitch cada uno con 4 tornillos con tuerca de $\frac{3}{16}$ x 2 pulgadas, el sensor inductivo se montó en dos arandelas para perno de $\frac{3}{4}$ de pulgada las cuales fueron cortadas formando un canal entre ellas y se soldó al perfil “C”, los elementos se colocaron a 10 cm de separación entre sí, ver figura 4.37.

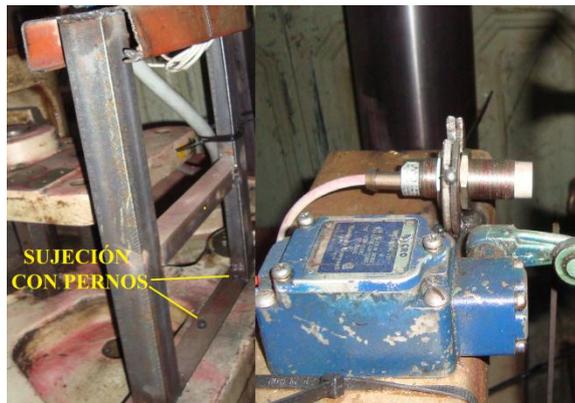


Figura 4.37: Montaje de los microswitch y sensor inductivo

Se realizó el cableado de estos elementos con conductor #16 AWG, este fue colocado dentro manguera anillada metálica para evitar daños, para las conexiones se siguió el orden del diagrama de sensores (ANEXO B-9), los micros y sensor inductivo fueron ubicados en la parte posterior de la prensa ya que ahí existe una regleta de topes los cuales pueden ser desplazados linealmente, de esta manera se puede regular los accionamientos de la prensa hidráulica, ver figura 4.38.

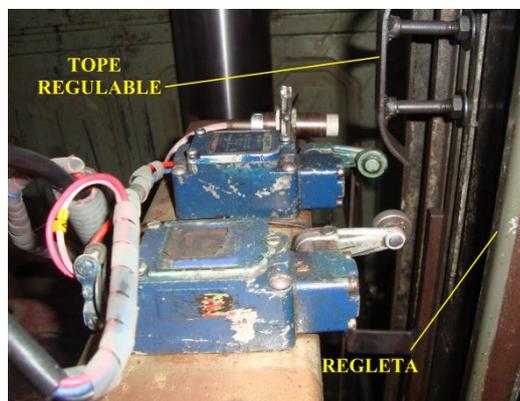


Figura 4.38: Cableado de los microswitch y sensor inductivo

Para que el sensor inductivo se accione y otorgue la señal requerida, se colocó en un canal de la regleta de topes una platina de 1 pulgada y de 15 cm de longitud a una distancia del sensor de 10 mm, ésta distancia será la suficiente para la captación del metal, ver figura 4.39.

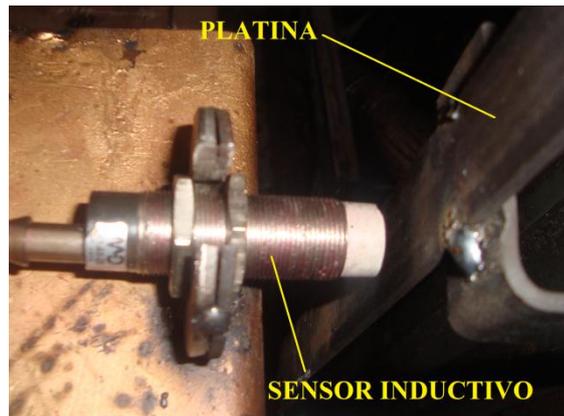


Figura 4.39: Platina montada en la regleta para activación del sensor

4.3.5 PROGRAMACIÓN DEL MICRO PLC LOGO! 230RC.

Para realizar esta operación se verificó los siguientes aspectos:

- Todas las conexiones de tablero de control estén listas y bien sujetas.
- La tensión de alimentación del micro PLC LOGO! sea 110/220V, para este caso se alimentó con 220V.
- Las tapas posteriores del micro PLC LOGO! y los módulos digitales se hayan retirado y la palanca de enclavamiento los esté uniendo.

4.3.5.1 Programación del circuito de control en el LOGO! 230RC.

Para la programación del LOGO! 230RC, se utilizó el software LOGO!Soft Comfort V6.0, este software tiene dos tipos de lenguajes de programación como son: KOP (diagrama de contactos) y FUP (diagrama de bloques), para mayor comprensión se seleccionó el lenguaje Ladder que es el lenguaje KOP.

Para empezar a programar en el software LOGO!Soft Comfort V6.0, luego de haber iniciado el programa en la pantalla principal se seleccionó el lenguaje en el cual se quiere programar en la barra de herramientas, como se muestra en la figura 4.40.

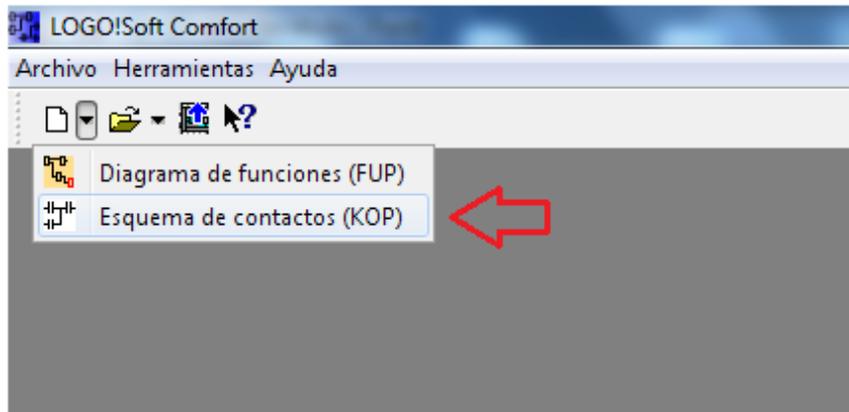


Figura 4.40: Ventana de inicio, selección de lenguaje

Cuando ya se está en la ventana de programación se determinó el modelo de LOGO! y los módulos que se tienen, para ello se conectó el cable al PLC y a la PC y en la barra de menús entrar a Herramientas y se seleccionó Determinar LOGO!, como se muestra en la figura 4.41.

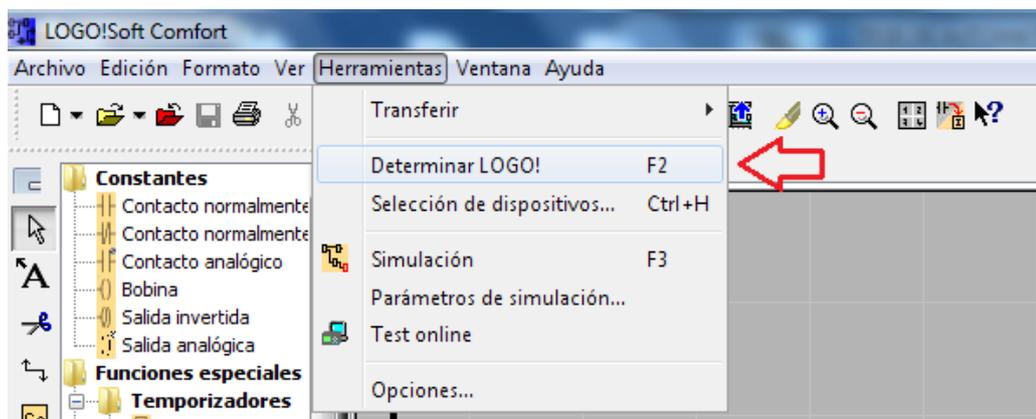


Figura 4.41: Determinación del LOGO! y módulos

Una vez determinado el tipo de LOGO! y los módulos que estaban conectados, el software mostró en la parte izquierda de la ventana de programación las conexiones disponibles para realizar el programa de control que se cargó después en el LOGO!, en la figura 4.42, se muestran las conexiones que se utilizaron, cabe indicar que todas las conexiones utilizadas son de tipo señal digital.

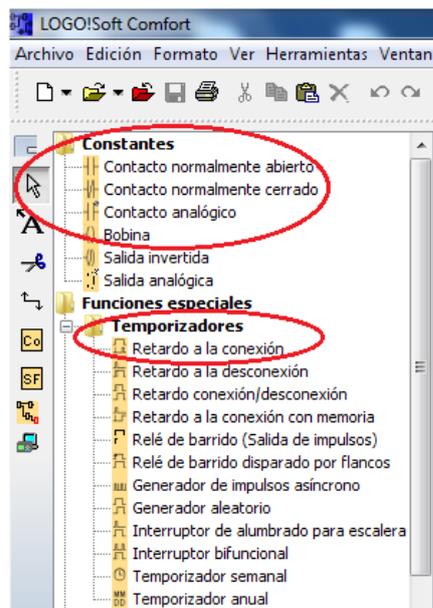


Figura 4.42: Conexiones utilizadas para el programa de control

Utilizando las conexiones que el software LOGO!Soft Comfort V6.0 entrega, se realizó el circuito de control que se diseñó en el software FESTO FluidSIM HIDRAULIC, siendo este circuito el que controlará todo el funcionamiento de la prensa hidráulica, se tiene que tener cuidado cuando se toma las señales de entradas que entregan los pulsadores, selectores, finales de carrera, sensor inductivo y presóstato ya que si se conectan en un contacto invertido se tendrá que invertir la conexión en el programa.

En la figura 4.43 se muestra unas líneas de programación del circuito de control, una ventaja del software es que permite realizar la simulación de las líneas de programación para verificar la activación de las bobinas (salidas), marcas y los

contactos (entradas), de esta manera se logró observar el correcto funcionamiento en conjunto del programa.

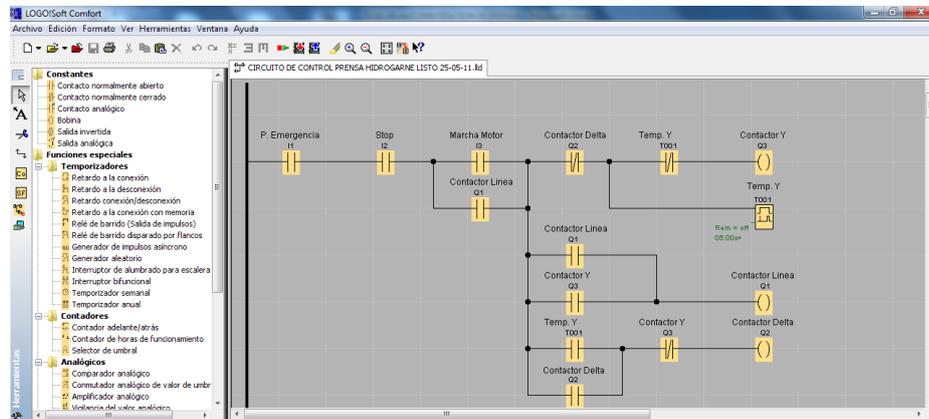


Figura 4.43: Líneas de programación para el arranque Y-Δ

Una vez terminado las líneas de programación se colocaron los tiempos de los temporizadores, estos tiempos variarán en función de la velocidad de activación de las válvulas hidráulicas, por lo tanto los tiempos quedarán definidos al momento de realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina, después de esto se realizó la simulación del programa en el software LOGO!Soft Comfort V6.0 teniendo un funcionamiento satisfactorio como se muestra en la figura 4.44, las líneas de programación se muestran en el ANEXO C.

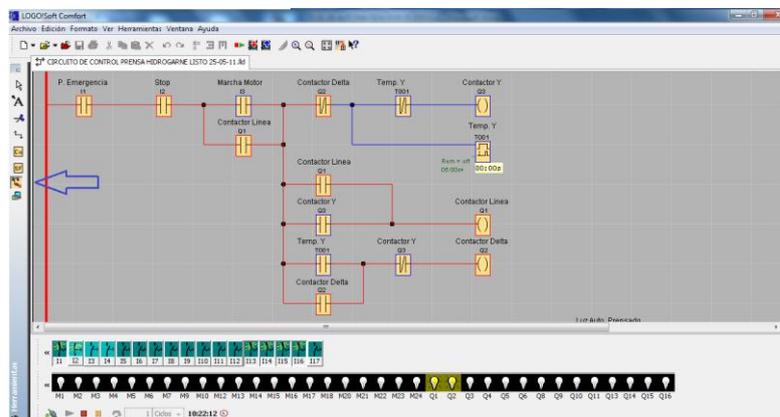


Figura 4.44: Simulación en el software del arranque Y-Δ

En la tabla 4.2 y 4.3 se muestran las denominaciones de las variables que se utilizaron en el software LOGO!Soft Comfort V6.0, para las entradas y salidas de los diferentes elementos eléctricos utilizados en el circuito de control.

Tabla 4.2. Denominaciones de las variables de entrada

ELEMENTO FÍSICO	VARIABLE DE ENTRADA
Paro de emergencia	I1
Apagado del motor	I2
Encendido del motor	I3
Inicio ciclo automático	I4
Selector manual prensado	I5
Selector automático prensado	I6
Selector manual botador	I7
Selector automático botador	I8
Subir prensa	I9
Bajar prensa	I10
Subir botador	I11
Bajar botador	I12
Final de carrera superior	I13
Final de carrera inferior	I14
Presóstato prensado	I15
Presóstato botador	I16
Sensor inductivo	I17

Tabla 4.3. Denominaciones de las variables de salida

ELEMENTO FÍSICO	VARIABLE DE SALIDA	
	FESTO	LOGO!
Contactador línea	----	Q1
Contactador delta (Δ)	----	Q2
Contactador estrella (Y)	----	Q3
Válvula direccional para la presión piloto	A+	Q10

Válvula de vaciado	B+	Q11
Válvula direccional para la bajada del vástago	C+	Q4
Válvula direccional para la descarga de la presión	D+	Q6
Válvula direccional para la subida del vástago	E+	Q5
Válvula direccional para la bajada del botador	F+	Q8
Válvula direccional para la subida del botador	G+	Q9
Luz de automático prensado	----	Q14
Luz de manual prensado	----	Q13
Luz de automático botador	----	Q16
Luz de manual botador	----	Q15

4.3.5.2 Conexión de la PC con el LOGO! 230RC.

Cuando se terminó la programación del circuito de control en el software LOGO!Soft Comfort V6.0, el siguiente paso fue cargar el programa en el LOGO!, para ello se utilizó el cable de conexión LOGO! – PC (figura 4.45), pero como la PC solo dispone de puertos USB (Universal Serial Bus) se necesitó un convertidor y el controlador CP210x USB, el cual permitió la conexión del cable de LOGO! al puerto USB de la PC, ver figura 4.46.



Figura 4.45: Cable de conexión LOGO! – PC puerto USB

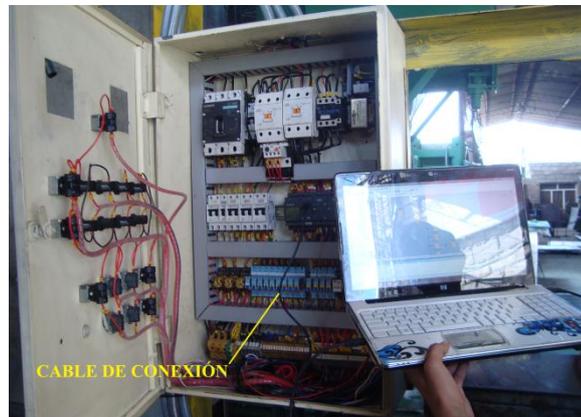


Figura 4.46: Conexión entre la PC y el micro PLC LOGO! 230RC

Cuando ya existió comunicación entre PC – LOGO!, se conmutó del modo RUN a modo STOP, en la figura 4.47 se muestra la barra de herramientas “Estándar” donde se realiza esta operación, en la misma barra se selecciona Transferir PC→LOGO!, y se transfirió el programa; para terminar se volvió a conmutar de modo STOP a modo RUN, y el LOGO! quedó listo para ejecutar el programa y controlar el funcionamiento de la máquina.

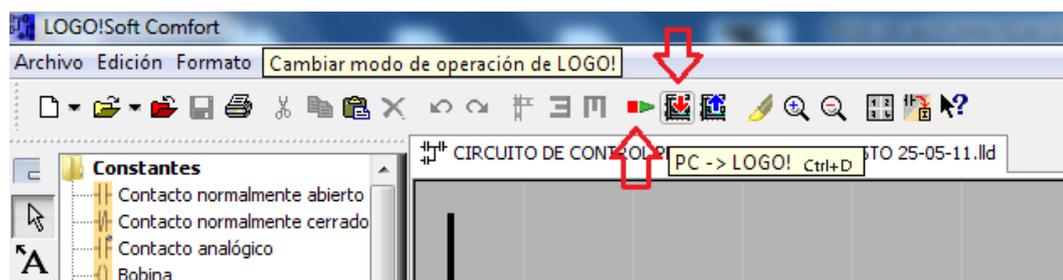


Figura 4.47: Barra de herramientas “Estándar” para transferencia de datos

Finalmente se colocaron las tapas de las canaletas y las etiquetas de los elementos de mando de la parte frontal del tablero de control, ver figura 4.48.



Figura 4.48: Tablero de control listo para controlar el funcionamiento de la prensa

Ya finalizado el montaje y revisado sus instalaciones, el sistema eléctrico de control de la prensa será sometido a las pruebas respectivas para su posterior funcionamiento, ver figura 4.49.



Figura 4.49: Prensa Hidráulica Hidrogarne de 300 Toneladas

CAPITULO V

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Después del montaje y construcción de los tres sistemas que intervienen en el funcionamiento de la prensa hidráulica, es necesaria la evaluación individual de cada uno de estos sistemas así como el análisis de los resultados que se tendrán como producto del funcionamiento de esta máquina, a continuación se desarrollan todas estas pruebas y resultados.

5.1. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.

La principal incertidumbre que se tuvo al inicio del proyecto fue si las partes mecánicas de la prensa hidráulica podrán soportar la carga con la cual se pretendía repotenciar esta máquina (300 TON), para ello se rediseñaron los elementos mecánicos de la máquina con la carga planteada, con los cual se obtuvieron factores de seguridad mayores a los aceptables asegurándonos así que la prensa no fallará cuando realice el proceso de prensado y que funcionará con total seguridad.

5.1.1 PRUEBA DE LÍQUIDOS PENETRANTES EN LAS COLUMNAS GUÍAS.

Esta prueba se la realizó a las columnas guías ya que estas son las que resisten todo el peso de los elementos mecánicos incluido la fuerza generada por la prensa, aunque al rediseñarlas se pudo comprobar que no fallarán se realizó la prueba de líquidos penetrantes para asegurarse de que no existen pequeñas fisuras en toda el área de cada una de las columnas, evitando así que las fisuras se conviertan en grandes grietas que fatiguen al material y lo rompan. En la figura 5.1 se muestran las columnas a las cuales se les realizó la prueba de líquidos penetrantes.



Figura 5.1: Columnas guías que soportan la prensa hidráulica

Para realizar la prueba de líquidos penetrantes se utilizaron tres líquidos especiales (figura 5.2), cada uno de estos tienen una función específica. A continuación se detalla la función de cada líquido y los pasos para el desarrollo de la prueba.



Figura 5.2: Líquidos especiales para la prueba de fisuras

PASO 1.

Nondestructive testing material (SKC-S) o líquido limpiador.- Es el líquido que se encarga de limpiar la superficie en la cual se desea realizar la prueba, este remueve factores que afectan en la penetración del segundo líquido los cuales son: suciedad, óxido y grasa.

Se aplicó el líquido limpiador en toda la superficie de las cuatro columnas, y con la ayuda de un paño seco de preferencia guaipe se limpió todas las suciedades, en las partes oxidadas donde era más alta la posibilidad de existir fisuras se aplicó mayor cantidad de líquido para retirarla completamente, ver figura 5.3.



Figura 5.3: Izq: Columna con oxido, Der: Aplicación del limpiador en la columna

PASO 2.

Penetrant (SKL-SP1) o líquido penetrador.- Es un líquido de color rojo intenso que penetra en las fisuras existentes, este será el que muestre donde se encuentra localizada la fisura con la ayuda del tercer líquido, se tiene que dejar penetrar el líquido de 20 a 50 minutos.

Cuando ya las columnas se encontraban totalmente limpias y secas después de la aplicación del líquido limpiador, se aplicó el líquido penetrante a toda la superficie de las columnas poniendo más énfasis en las partes con óxido a una distancia de 30 cm, se evitó desperdiciar y regar el líquido ya que es costoso, luego de ello se dejó reposar durante 30 min, ver figura 5.4.



Figura 5.4: Aplicación del líquido penetrante en las columnas

PASO 3.

Developer (SKD-S2) o líquido revelador.- Es un líquido de color transparente, el cual al aplicarse al material y secarse se convierte en un polvo parecido al polvo de tiza blanquecina, este absorbe el líquido rojo que penetró en la fisura y revela la ubicación de la misma, se tiene que dejarlo absorber de 15 a 30 minutos para tener mejores resultados.

Para aplicar este último líquido se retiró el líquido rojo que se aplicó anteriormente el cual debió haber penetrado durante el tiempo que se lo dejó reposando, nuevamente se limpió con líquido limpiador todas las columnas hasta dejarlas completamente limpias, luego se aplicó el revelador a una distancia de 30 cm y se dejó actuar durante el tiempo establecido.

Luego de esperar el tiempo necesario se pudo observar que no existió ninguna clase de fisura a lo largo de cada una de las cuatro columnas, de esta manera se aseguró que estas trabajarán con total seguridad sin riesgo de fatigarse ni quebrarse cuando la prensa este funcionando, en la figura 5.5 se muestra la aplicación del último líquido.



Figura 5.5: Aplicación del líquido revelador en las columnas

5.1.2 PRUEBA DE MOVIMIENTO DEL VÁSTAGO CON LA MESA MÓVIL.

Debido que la máquina se encontraba totalmente sin funcionamiento y al darle un vistazo rápido mostraba una apariencia de que se encontraba trabada en la parte final del vástago entre la mesa móvil y las cuatro columnas guías, esto se suponía porque la carrera del vástago estaba totalmente salida.

Para realizar esta prueba se utilizaron dos gatas hidráulicas, las cuales se posicionaron a la misma distancia del centro de la cara inferior de la mesa móvil y con la ayuda de palancas se bombearon las gatas al mismo tiempo consiguiendo que el desplazamiento sea el mismo, de esta manera se observó que la mesa subió una distancia considerable concluyendo que no se encontraba trabada, por lo tanto al aplicarle la fuerza hidráulica esta tendrá un movimiento lineal correcto, en la figura 5.6 se muestra la mesa móvil en sus inicios.



Figura 5.6: Mesa móvil al inicio del proyecto

5.2. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA PRENSA.

Luego de haber comprobado el sistema mecánico se continuó con las pruebas del sistema hidráulico, el cual fue realizado tal y como se encuentra en el diagrama diseñado sin cometer errores de conexión, por lo tanto para verificar el funcionamiento del sistema se realizaron algunas pruebas, las cuales se explican a continuación.

5.2.1 VERIFICACIÓN DE FUGAS DE ACEITE HIDRÁULICO.

Luego de realizar todas las conexiones hidráulicas se tuvo que comprobar que todos los elementos conectados cumplan su función principal, por lo tanto se arrancó el motor el cual hizo que la bomba mueva el fluido hidráulico por todo el sistema llegando a cada elemento, estos fueron maniobrados hasta conseguir el movimiento de la prensa, al realizar este funcionamiento se observaron fugas de aceite en los acoples de las mangueras y las tuberías (figura 5.7), por tal motivo para eliminar este inconveniente se les aplicó más teflón y en algunos acoples también permatex (pasta selladora).

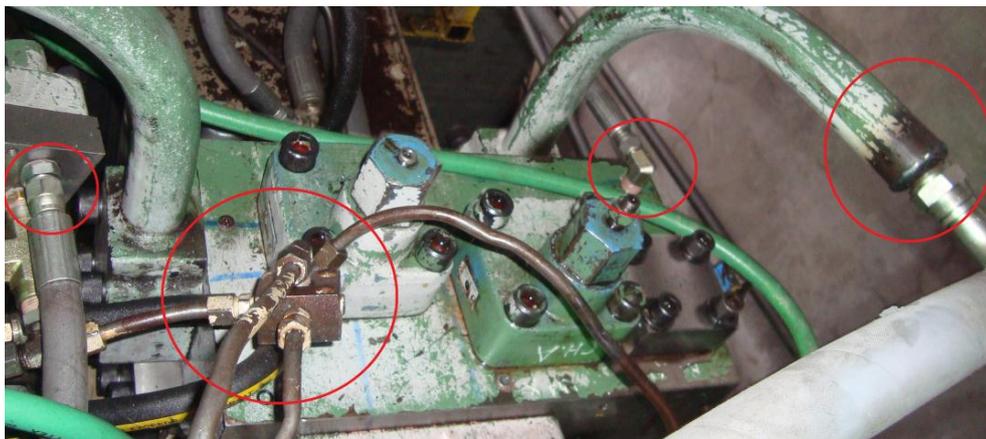


Figura 5.7: Acoples en los que existían fugas de aceite

Cabe indicar que en las bridas que conectaban las líneas de avance y retroceso de la prensa así como en las válvulas direccionales y válvulas reguladoras se utilizaron O-rings (sellos de caucho) nuevos, consiguiendo así que su montaje sobre bloque manifold sea bien sellado, por lo tanto no existió ninguna fuga ni goteo de aceite, ver figura 5.8.



Figura 5.8: O-rings colocados en las válvulas del bloque manifold

5.2.2 PRUEBAS DE PRESIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO.

Después de verificar que el fluido hidráulico recorrió todas las mangueras, tuberías, válvulas y bloques hidráulicos hasta lograr el movimiento de la prensa, se comprobó que la presión generada en la práctica se acercaba a la presión teórica calculada llegando a la conclusión que no existen pérdidas de presión, esto se identificó con la ayuda del tablero de manómetros los cuales mostraron las presiones existentes del sistema, sus valores se muestran en la tabla 5.1.

Para conseguir las presiones explicadas en la tabla 5.1 se construyó una probeta a la cual se le aplicó toda la carga generada por la prensa someténdola a un esfuerzo de compresión, de esta manera se consiguió visualizar presiones en los manómetros, los cuales indican de que manera está funcionando el sistema hidráulico. La probeta fue construida con 4 tubos cuadrados de acero de 150 mm x 10 mm de espesor, tiene una altura de 700 mm y fueron unidos lateralmente con soldadura de cordón en todos sus extremos, ver figura 5.9.

Tabla 5.1. Presiones del sistema hidráulico de la prensa

MANÓMETROS	RANGOS DE PRESIÓN		OBSERVACIONES
	MÁX.	MÍN.	
PRESIÓN DE PILOTAJE	1000 PSI / 68,94 bar	0 PSI / 0 bar	Presión seleccionada para pilotaje 500 PSI.
PRESIÓN GENERAL DEL SISTEMA	800 PSI / 55,15 bar	0 PSI / 0 bar	Cuando no se prensa el sistema se mantiene en 800 PSI.
PRESIÓN DE PRENSADO	2000 PSI / 137,9 BAR	0 PSI / 0 bar	La selección de la presión se la realiza en función de la fuerza requerida. No superar el valor máximo porque se producirá una sobre intensidad que accionará a las protecciones eléctricas.
PRESIÓN DEL BOTADOR	1000 PSI / 68,94 bar	0 PSI / 0 bar	Presión seleccionada promedio 500 PSI, depende de la dificultad de expulsión de la pieza embutida.



Figura 5.9: Probeta para las pruebas de presión

Cabe indicar que después de identificar las presiones existentes en el sistema se calibró la presión máxima de la bomba regulando sus parámetros a una presión de 200 bar / 2900 PSI.

La presión de trabajo se regulará con el presóstato según la cantidad de fuerza requerida para el proceso de prensado, sin sobrepasar el valor especificado en la tabla 5.1.

Como protección para el sistema hidráulico se calibró la válvula reguladora de presión (figura 5.10) a una presión de 2500 PSI / 172,4 bar, esto evitará que la presión de trabajo supere el valor establecido, si se acciona este elemento descargará toda la presión al tanque de aceite y si no se acciona, la corriente en el motor subirá demasiado hasta accionar las protecciones eléctricas desconectándolo, por lo tanto se debe tener mucho cuidado con estos parámetros.



Figura 5.10: Válvula reguladora de presión del sistema hidráulico

5.3. PRUEBAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.

Para comprobar el funcionamiento del sistema hidráulico es indispensable que el sistema eléctrico ya este implementado, debido que el arranque del motor, el accionamiento de las electroválvulas y la entrada de señales de los finales de carrera y sensor inductivo se realizan por medio del cableado eléctrico que va al micro PLC LOGO! 230RC y a los elementos de mando y control, por lo tanto para verificar el funcionamiento del sistema eléctrico se realizaron las pruebas siguientes.

5.3.1 PRUEBA DE COMUNICACIÓN DEL SOFTWARE LOGO!Soft Comfort V6.0 CON EL PLC LOGO! 230RC.

Para realizar las pruebas de todo el sistema eléctrico de mando y control el programa creado en el software debía ser transmitido hasta el LOGO, para que este ejecute todas las líneas de programación y controle tanto las variables de entrada como las de salida, para ello se conectó el cable en un extremo al PLC y el otro extremo con entrada USB a la PC (figura 5.11), de esta manera con la ayuda de la barra de herramientas “Estándar” del software LOGO!Soft Comfort V6.0 (figura 5.12) se estableció la interface de comunicación entre la PC → LOGO!. Cuando se consiguió la conexión se colocó en modo STOP al LOGO! y después se transfirió los datos del programa de mando y control, y nuevamente se colocó al LOGO! en modo RUN, y ya con el programa en la memoria del LOGO! se comprobó el funcionamiento de los diferentes elementos eléctricos que componen el sistema.

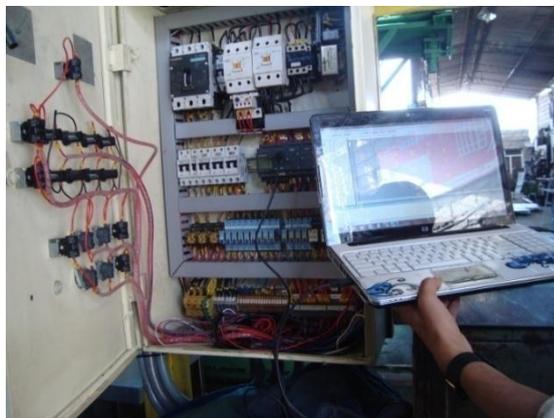


Figura 5.11: Conexión con el cable de datos entre la PC → LOGO!

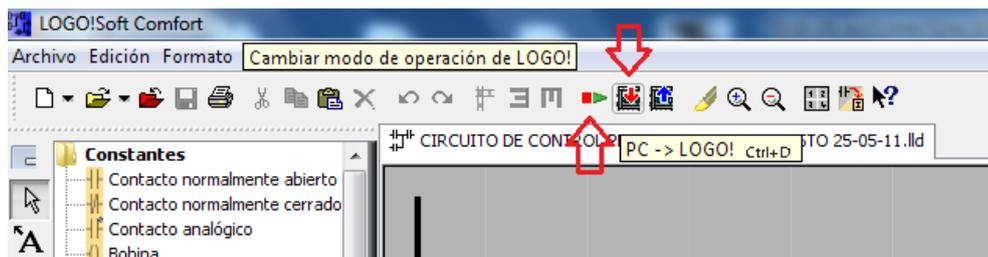


Figura 5.12: Barra de herramientas “Estándar” para transferencia de datos

Cabe indicar que se instaló el controlador CP210x USB para que el cable de datos del LOGO! con entrada USB sea reconocido por la PC permitiendo la conexión de estos.

Otro problema que se presentó fue que la versión del software era antigua y no se pudo establecer comunicación con el LOGO!, para solucionar este problema lo que se hizo es ir a la pestaña de AYUDA en el mismo software, y dar click en la opción “UPDATE CENTER” y apareció unas ventanas de Update con algunos pasos como se ven en la figura 5.13, los cuales permitieron actualizar tanto la versión del software como el idioma desde una dirección del fabricante desde la internet, permitiéndonos así la comunicación con el LOGO! y solucionar el problema.

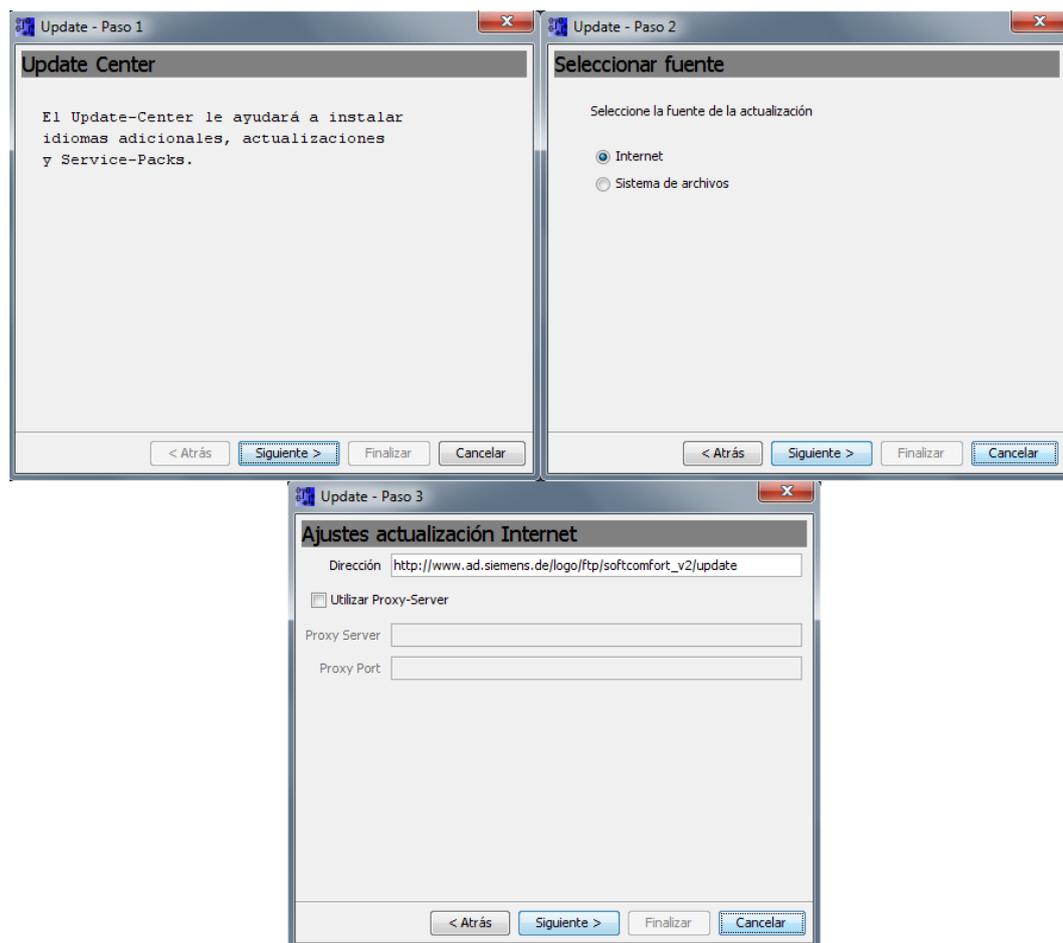


Figura 5.13: Pasos para la actualización de la versión del software

5.3.2 PRUEBA DE SENSORES DE POSICIÓN.

Estos sensores tienen un contacto abierto y un contacto cerrado, se utilizó el contacto abierto debido que cuando se accionen dejaran pasar un voltaje que energizará la bobina del relé auxiliar y este a su vez cerrará su contacto dejando pasar la señal de voltaje a la entrada del LOGO! 230RC, estas señales son necesarias para las diferentes etapas del programa en el micro controlador.

Para verificar que los sensores están dando una señal correcta se forzó cada uno de ellos consiguiendo activar la luz indicadora del relé auxiliar, de esta manera se comprobó que la señales llegan al PLC, como se muestra en la figura 5.14.

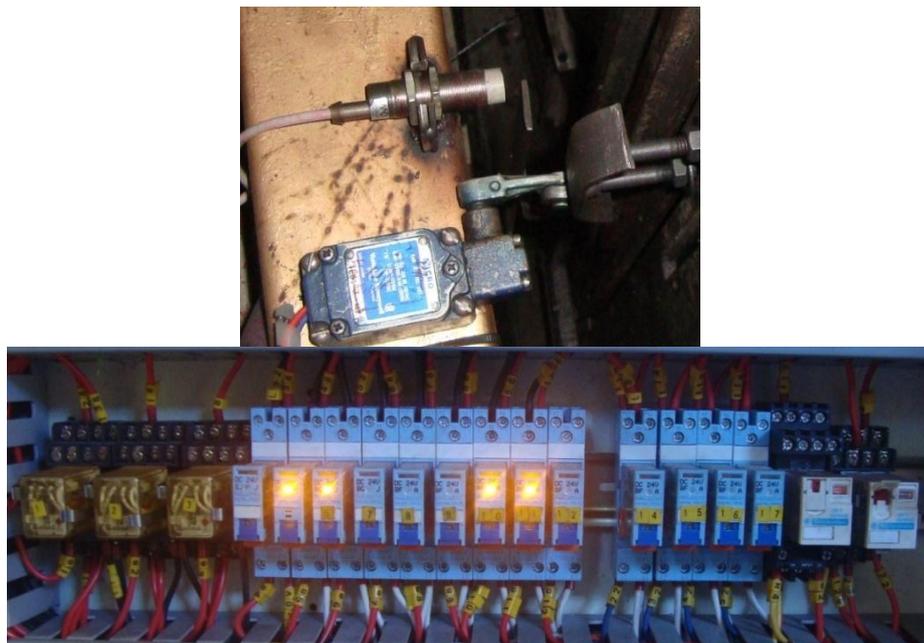


Figura 5.14: Luces de activación en los relés auxiliares

5.3.3 PRUEBA DE ACTIVACIÓN DE LOS ACTUADORES.

Para la activación de actuadores como son: las bobinas de las electroválvulas y las bobinas de los contactores, se utilizaron de igual forma relés auxiliares para cuidar los contactos del LOGO!; esto se consigue de la siguiente manera, la señal de voltaje pasa por el contacto de la salida del micro controlador la cual activa al relé

auxiliar (+12V) y cierra su contacto NA, dejando pasar por este el voltaje para la activación de la bobina que acciona la electroválvula o el contactor (110V / 220V).

Para comprobar la activación de las bobinas de los actuadores se realizó el cableado respectivo, colocando una fase a los contactos NA de los relés auxiliares y la referencia se colocó en el otro terminal de la bobina ésta puede ser un neutro u otra fase, después se forzó una palanca del relé cerrando su contacto y activando así la bobina de la electroválvula (110V) y la bobina del contactor (220V), al regresar la palanca se desactivan.

La otra forma de probar la activación de las bobinas fue enviando la señal desde el PLC por medio de un pulsador y de igual manera se accionaron las electroválvulas, la diferencia fue que se mostró una señal luminosa en el relé auxiliar.



Figura 5.15: Activación de las bobinas de los contactores del motor

5.3.4 PRUEBA DE LUCES INDICADORAS DEL TABLERO DE CONTROL.

Las luces indicadoras son de mucha importancia debido que el trabajador va a estar pendiente de estos elementos para darse cuenta de lo que sucede en el funcionamiento de la máquina, se probó su activación con la ayuda de los selectores en el caso del tipo de funcionamiento si es manual o automático, con el

pulsador de arranque del motor, y con la alimentación general para saber si está energizado (figura 5.16), cada uno de estos pulsadores y selectores dan una señal al micro controlador el cual ejecuta el programa que está en su memoria, dando una salida que activa un relé auxiliar y alimenta a la luz indicadora, otra forma de comprobar es con el contacto abierto del relé térmico (97-98) el cual al forzarlo enciende la luz indicadora de falla motor.



Figura 5.16: Luces de señalización en el tablero de control

5.4. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA.

Después de haber probado el funcionamiento de cada uno de los sistemas que conforman la prensa hidráulica y también de haber corregido los inconvenientes que se presentaron en estos sistemas, se continúa con el proceso de prensado que es la aplicación que va a desempeñar la prensa hidráulica, a continuación se describe el funcionamiento de la máquina para el prensado:

1. Inicialmente se coloca en ON todos los breakers que están dentro del tablero eléctrico, en la puerta de este se observa la luz de ENERGIZADO.

2. Revisando que el pulsador tipo hongo este desconectado se presiona el pulsador ARRANQUE MOTOR, el cual hará que el motor arranque y la bomba empiece a bombear el fluido hidráulico.
3. Los selectores permiten elegir el proceso de prensado entre ciclo manual o automático, de igual forma permiten elegir si el botador va a trabajar en ciclo manual o automático, si no se requiere del funcionamiento del botador se lo deja en la posición central.
4. En el ciclo manual el proceso de subir o bajar la prensa se lo realizará mientras se mantenga presionado el pulsador correspondiente, si se suelta la prensa se quedará en la posición que se encuentre.
5. En el ciclo automático el inicio del proceso se lo realiza con el pulsador CICLO AUTOMÁTICO, y la prensa bajará, prensará, descargará la presión del sistema y retornará a su posición inicial, para esto antes se deben calibrar los finales de carrera determinando hasta dónde llegará la prensa, y el sensor inductivo se debe colocar a una altura de 5 cm antes de llegar al material que se va a prensar.
6. En el ciclo manual del botador de igual manera para bajar y subir el vástago de este se mantendrá presionado el pulsador correspondiente.
7. En el ciclo automático del botador el proceso de bajar y subir se lo realizará después de prensar, siendo de mucha ayuda para empujar la pieza si se trata de un proceso de embutido.
8. Para cada uno de estos procesos existe una luz de señalización en el tablero de mando y control de acuerdo a los requerimientos del operador.
9. Para apagar los sistemas se apaga el motor con el pulsador PARO MOTOR, y se colocan en OFF el Breaker principal.

5.5. RESULTADOS DE PRESIONES EN LA PRENSA HIDRÁULICA SEGÚN LA APLICACIÓN ASIGNADA.

Debido que la prensa hidráulica tiene una capacidad de 300 TON, está podría ser fácilmente utilizada para diversas aplicaciones como pueden ser: el estampado, el doblado, el embutido y el cortado de metales, procesos que son muy utilizados comúnmente en la industria de la manufactura.

Por lo tanto, como la prensa hidráulica no tenía una aplicación designada se vio necesario la realización de pruebas en los procesos que son más utilizados por la fábrica INDUCE ya que ellos son los que producirán con la prensa hidráulica que fue reconstruida y automatizada, siendo este el principal motivo por el cual se invirtió en la repotenciación de la máquina.

Los procesos que más se utilizan en la producción diaria de la fábrica INDUCE son los de doblado y estampado de metales, entonces las pruebas van destinadas a estos dos procesos, y los resultados obtenidos que son de mucha ayuda para el dueño de la fábrica como para el operador de la prensa hidráulica se muestran a continuación.

5.5.1 PRUEBA DE PRENSADO EN VARILLAS DE HIERRO.

El doblado de varillas cuadradas en la fábrica INDUCE se lo realiza para la fabricación de barrotes para la decoración de ventanas, puertas y pasamanos, se trabaja en varillas de hierro de 1/2, 1 y 1 ½ pulgada dependiendo de la capacidad para la cual fue construida la matriz de doblado.

Para la realización de esta prueba se tuvo que buscar una mesa, la cual se colocó sobre la mesa fija de la prensa debido que la carrera del vástago no llega hasta la mesa fija y en esta pequeña mesa se colocó una matriz de doblado existente en la fábrica INDUCE con la cual se realizaron pruebas de prensado para dar forma a las varillas de hierro cuadradas todo el proceso se lo puede observar en el ANEXO E-1.

El proceso de doblado se lo puede observar en la figura 5.17, que muestra las varillas con el respectivo doblado necesario para el formado de los barrotes, en base a esta prueba realizada se obtuvo datos que relacionan la cantidad de fuerza con la presión que se debe regular en el presóstato de la prensa para el número de varillas que se desee doblar, o también la superficie que se quiera prensar si fuera el caso de una plancha de hierro de $\frac{1}{2}$, 1 y $1\frac{1}{2}$ pulgada de espesor, esto también depende de la matriz de doblado.



Figura 5.17: Doblado de varillas en la prensa hidráulica

5.5.1.1 Datos obtenidos para la selección de la presión en la prensa hidráulica para el doblado de varillas.

En las tablas siguientes se muestran los datos obtenidos en la prueba realizada, que son necesarios para la regulación de la prensa hidráulica teniendo así una idea de la presión que se necesita darle al material para no dañarlo y tener un doblado aceptable.

Para conocer los valores de fuerza necesaria en instancias superiores con mayor número de varillas y mayor espesor se utilizó la fórmula para calcular la fuerza de doblado en metales que viene dada a continuación:

$$F_D = \frac{L T^2 S_u}{W} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Donde:

S_u = Esfuerzo último del material en [Pa] para el hierro es de 827 MPa.

L = Longitud del material a prensar en [m].

T = Espesor en [m].

W = Distancia entre apoyos de la matriz.

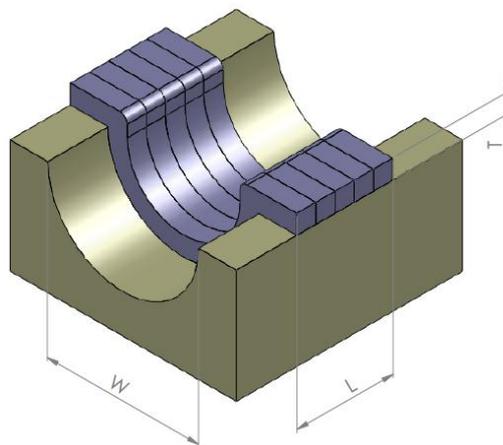


Figura 5.18: Datos que intervienen en la fuerza de doblado

En las tablas siguientes se muestran valores para la mínima capacidad de la prensa que es de 10 bar y la máxima que es de 70 bar, estas entregan fuerzas de prensado de 43 TON y 300 TON respectivamente.

Tabla 5.2. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de ½ pulgada

N° de varillas de hierro soldadas	Superficie de prensado (m ²)	Fuerza necesaria para el doblado de varillas		Presión seleccionada en la máquina para el doblado de varillas		
		kN	Ton	kPa	bar	PSI
1	0,00127	16,9	1,7	40,3	0,4	5,8
2	0,00254	33,9	3,5	80,7	0,8	11,7
3	0,00381	50,8	5,2	121,0	1,2	17,5
4	0,00508	67,8	6,9	161,3	1,6	23,4
5	0,00635	84,7	8,6	201,7	2,0	29,2
6	0,00762	101,6	10,4	242,0	2,4	35,1
7	0,00889	118,6	12,1	282,3	2,8	40,9
8	0,01016	135,5	13,8	322,7	3,2	46,8
9	0,01143	152,5	15,5	363,0	3,6	52,6
10	0,0127	169,4	17,3	403,3	4,0	58,5
11	0,01397	186,3	19,0	443,7	4,4	64,3
12	0,01524	203,3	20,7	484,0	4,8	70,2
13	0,01651	220,2	22,5	524,3	5,2	76,0
14	0,01778	237,2	24,2	564,7	5,6	81,9
15	0,01905	254,1	25,9	605,0	6,1	87,7
16	0,02032	271,0	27,6	645,3	6,5	93,6
17	0,02159	288,0	29,4	685,7	6,9	99,4
18	0,02286	304,9	31,1	726,0	7,3	105,3
19	0,02413	321,9	32,8	766,3	7,7	111,1
20	0,0254	338,8	34,5	806,7	8,1	117,0

Tomando los datos para el doblado de varillas de ½ pulgada de la tabla 5.2, se realizó una gráfica en la cual se representa el crecimiento tanto de la fuerza como de la presión a medida que aumenta el número de varillas o la superficie de prensado, esta gráfica puede ser utilizada también para la selección de la presión en función de la fuerza necesitada, la gráfica se muestra en la figura 5.19.

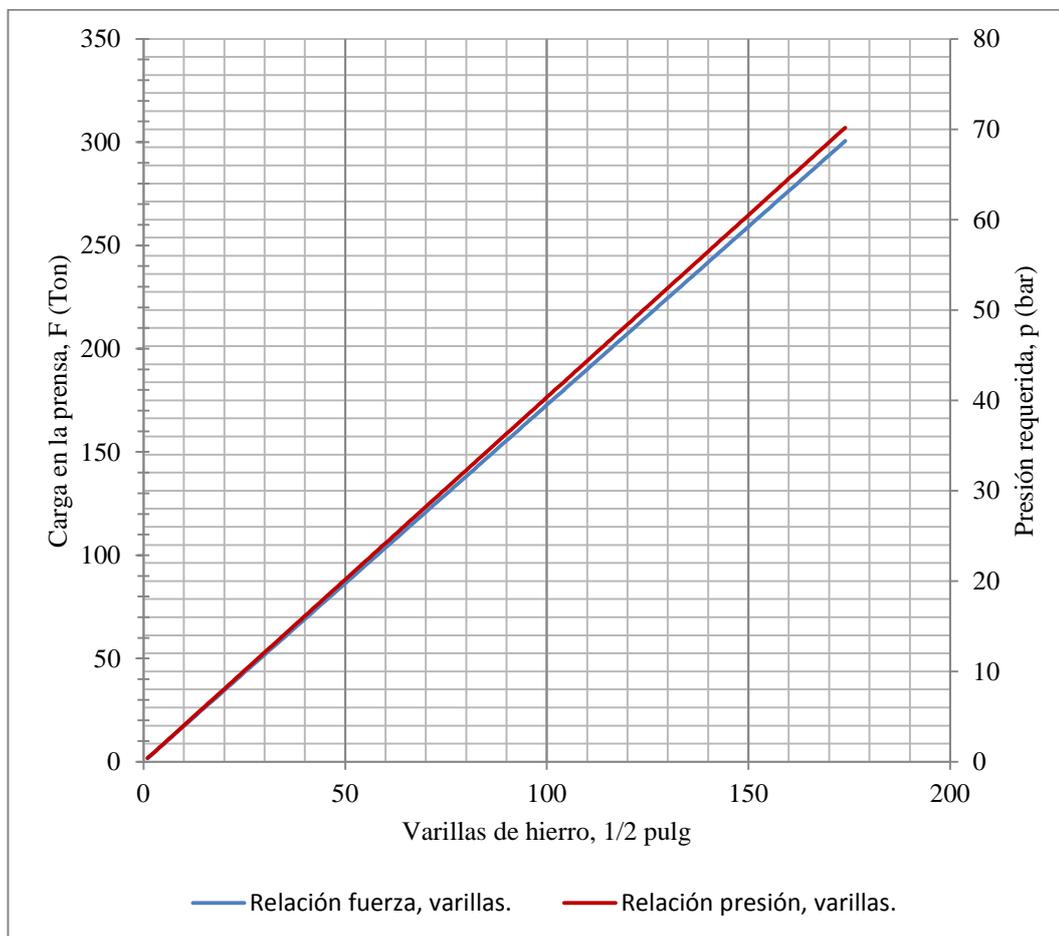


Figura 5.19: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de 1/2 pulgada

Como se puede observar en la gráfica la presión y la fuerza son directamente proporcionales y tienen un crecimiento proporcional a la cantidad de varillas y a la superficie que sigue aumentando para prensarlas y doblarlas, esto quiere decir que si mayor es la superficie de prensado mayor será la fuerza para poder doblarla y mayor será la presión que se debe regular en el presostato de la prensa hidráulica.

Tabla 5.3. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de 1 pulgada

N° de varillas de hierro soldadas	Superficie de prensado (m ²)	Fuerza necesaria para el doblado de varillas		Presión seleccionada en la máquina para el doblado de varillas		
		kN	Ton	kPa	bar	PSI
1	0,00254	135,5	13,8	322,7	3,2	46,8
2	0,00508	271,0	27,6	645,3	6,5	93,6
3	0,00762	406,6	41,5	968,0	9,7	140,4
4	0,01016	542,1	55,3	1290,7	12,9	187,1
5	0,0127	677,6	69,1	1613,3	16,1	233,9
6	0,01524	813,1	82,9	1936,0	19,4	280,7
7	0,01778	948,6	96,7	2258,7	22,6	327,5
8	0,02032	1084,2	110,6	2581,4	25,8	374,3
9	0,02286	1219,7	124,4	2904,0	29,0	421,1
10	0,0254	1355,2	138,2	3226,7	32,3	467,9
11	0,02794	1490,7	152,0	3549,4	35,5	514,7
12	0,03048	1626,3	165,8	3872,0	38,7	561,4
13	0,03302	1761,8	179,7	4194,7	41,9	608,2
14	0,03556	1897,3	193,5	4517,4	45,2	655,0
15	0,0381	2032,8	207,3	4840,0	48,4	701,8
16	0,04064	2168,3	221,1	5162,7	51,6	748,6
17	0,04318	2303,9	234,9	5485,4	54,9	795,4
18	0,04572	2439,4	248,7	5808,0	58,1	842,2
19	0,04826	2574,9	262,6	6130,7	61,3	889,0
20	0,0508	2710,4	276,4	6453,4	64,5	935,7
21	0,05334	2845,9	290,2	6776,1	67,8	982,5
22	0,05588	2981,5	304,0	7098,7	71,0	1029,3

De igual forma tomando los datos para el doblado de varillas de 1 pulgada de la tabla 5.3, se realizó una gráfica en la cual se representa tanto el crecimiento de la fuerza de doblado como el crecimiento de la presión generada por la prensa para conseguir esa fuerza, esta gráfica puede ser utilizada también para la selección de la presión en función de la fuerza necesitada, la grafica se muestra en la figura 5.20.

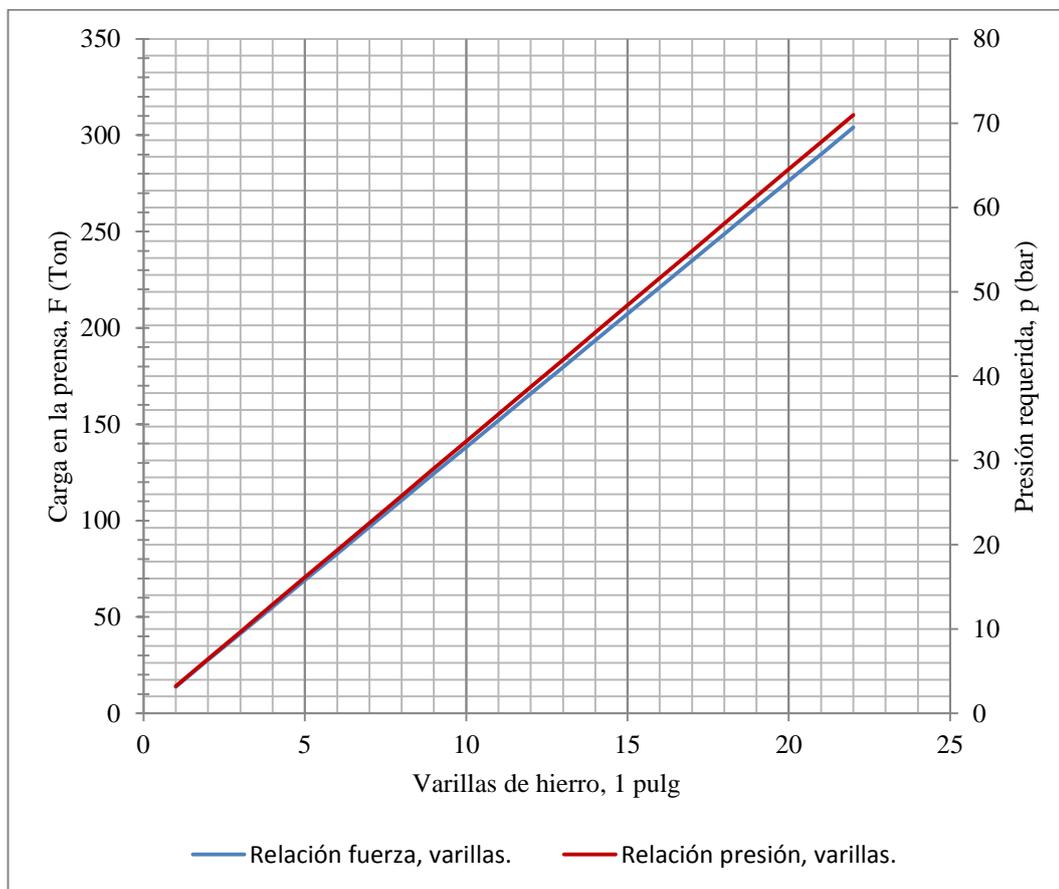


Figura 5.20: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de 1 pulgada

La fábrica INDUCE actualmente trabaja con varillas de ½ pulgada y 1 pulgada, para la fabricación de los barrotes decorativos, por lo que sus datos fueron establecidos anteriormente y serán de mucha ayuda para la aplicación que se desarrolla, pero para darnos cuenta de la capacidad de la máquina se realizaron datos para varillas de 1½ pulgada, y si en algún instante se llegase a trabajar con este espesor serán de mucha ayuda para regular la presión en el presóstato de la prensa hidráulica, los datos se muestran a continuación.

Tabla 5.4. Fuerza y presión necesarias para doblar varillas de 1 ½ pulgada

N° de varillas de hierro soldadas	Superficie de prensado (m ²)	Fuerza necesaria para el doblado de varillas		Presión seleccionada en la máquina para el doblado de varillas		
		kN	Ton	kPa	bar	PSI
1	0,00381	457,4	46,6	1089,0	10,9	157,9
2	0,00762	914,8	93,3	2178,0	21,8	315,8
3	0,01143	1372,2	139,9	3267,0	32,7	473,7
4	0,01524	1829,5	186,6	4356,0	43,6	631,6
5	0,01905	2286,9	233,2	5445,0	54,5	789,5
6	0,02286	2744,3	279,8	6534,0	65,3	947,4
7	0,02667	3201,7	326,5	7623,1	76,2	1105,3

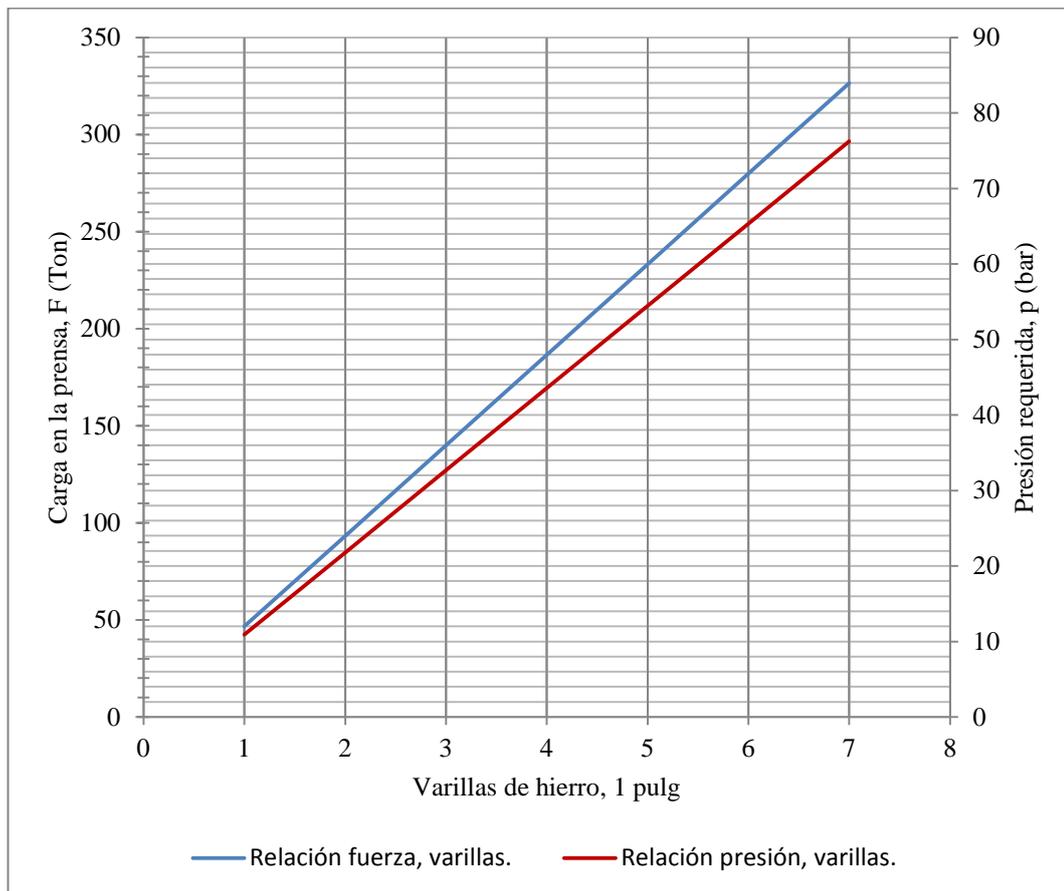


Figura 5.21: Selección de la presión en función de la fuerza para varilla de 1 ½ pulgada

5.5.2 PRUEBA DE PENSADO EN LÁMINAS DE TOL.

Otro proceso que se realiza en la fábrica INDUCE es el estampado decorativo en láminas de tol de 0,9 mm, las cuáles son vendidas al público en general y también son utilizadas por la fábrica para la fabricación de puertas metálicas.

Para realizar esta prueba se tuvo que adaptar otra mesa más alta entre la mesa móvil y la mesa fija de la prensa hidráulica, en ésta se colocó la matriz de estampado existente en la fábrica para realizar la prueba de prensado en este tipo de material y con ese tipo de matriz, todo el proceso de colocación de mesa y matriz se observa en el ANEXO E-2.

Este proceso de estampado consta de una matriz que tiene dos componentes el macho o punzón en la parte superior y la hembra en la parte inferior que es donde se embute el material presionado por el punzón, además posee guías en sus cuatro vértices las cuales son necesarias para que el molde no se desalinee evitando daños en la matriz, se colocó una lámina de tol de 540 mm x 1300 mm y 0,9 mm de espesor en medio de la matriz, tomando en cuenta que la lámina quede alineada para que la figura de la matriz quede centrada y así poder utilizarla en la fabricación de alguna puerta, el proceso de estampado en la lámina de tol se puede observar en la figura 5.22.

Se realizaron pruebas de las cuales se pudo tomar datos que son necesarios para la regulación de la presión en el presóstato de la prensa según la cantidad de fuerza necesaria para obtener una profundidad adecuada del estampado del molde en la lámina de tol.

Estos datos son de mucha ayuda para evitar que esta lámina de tol se rompa en algún filo o línea del molde por exceso de fuerza o que no se marque lo suficiente la figura del molde quedando un estampado poco atractivo por falta de fuerza, estos dos casos resultan pérdidas para la fábrica INDUCE, por lo tanto los datos recogidos en las pruebas evitarán esas fallas.



Figura 5.22: Estampado en lámina de tol en la prensa hidráulica

5.5.2.1 Datos obtenidos para la selección de la presión en la prensa hidráulica para el estampado de láminas de tol de 0,9mm.

En la prueba realizada con la prensa hidráulica se obtuvieron valores desde el más bajo con una presión de 10 bar donde no se obtuvo ninguna profundidad de estampado, aumentando la presión hasta obtener un estampado aceptable en el cuál todas las curvas y líneas del molde quedaron bien marcadas y sin fractura del material que fue a la presión de 70 bar en la cual se obtuvo la profundidad de prensado más alta de 9mm, después de este valor las presiones superiores provocaban que la lámina de tol se rompiera en los filos de la figura que se encuentra en la matriz, motivo por el cual ya la lámina de tol no servía para ningún trabajo siendo este un gran problema ya que representa pérdidas para la fábrica.

Para hallar los valores medios y predecir los valores después de la presión de 70 bar que es la adecuada en la prensa hidráulica para estampar, se utilizó una línea de tendencia lineal ya que como se observó en las pruebas anteriores el incremento de la presión es proporcional al trabajo que debe realizar, con la línea de tendencia lineal se estableció los valores de la función dentro y fuera del rango de los valores tabulados como se muestra en la figura 5.23.

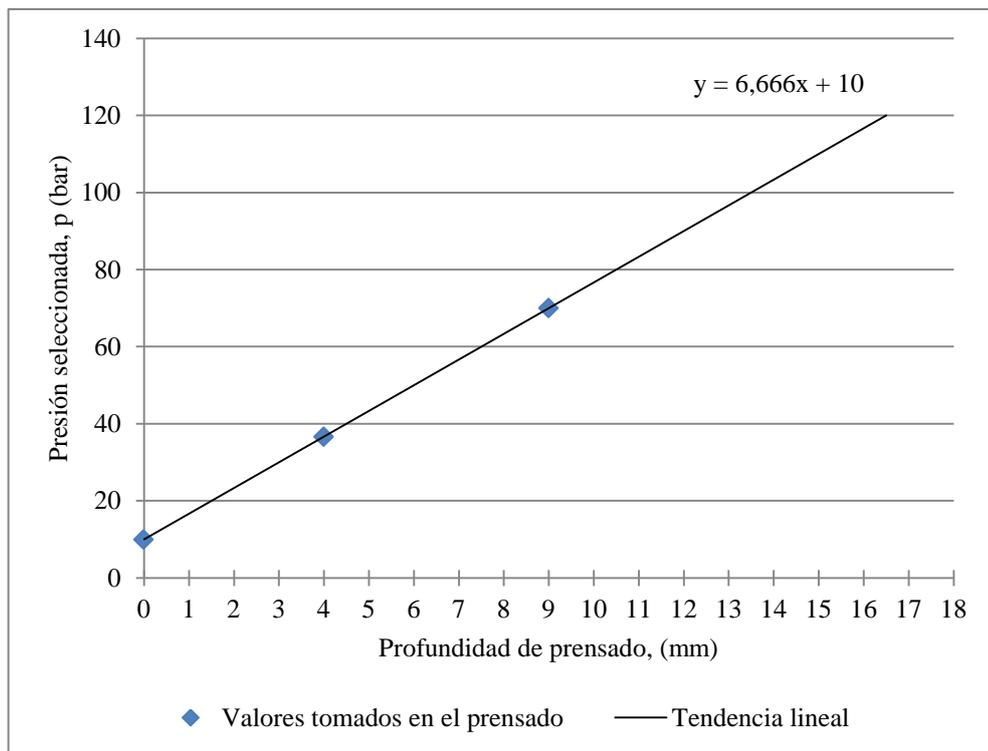


Figura 5.23: Datos de la prueba de estampado en lámina de tol

Con los valores obtenidos con la función de la tendencia lineal se pudo establecer los datos de la fuerza y presión necesaria para el estampado de figuras en una lámina de tol de 0,9 mm con una superficie de prensado de 7020 cm².

En la tabla 5.5, se muestran estos datos, en donde se puede seleccionar el valor de presión y regularlo en el presóstato de la prensa hidráulica para obtener su respectiva fuerza. Cabe indicar que el valor resaltado en la tabla es el valor adecuado para obtener un estampado perfecto y bien marcado, ideal para la producción y venta.

Tabla 5.5. Fuerza y presión necesarias para el estampado de una lámina de tol de 0,9mm de espesor

Profundidad de prensado (mm)	Presión seleccionada en la máquina para el estampado en lámina de tol			Fuerza necesaria para el estampado en lámina de tol	
	kPa	bar	PSI	kN	Ton
0	1000	10	145	420	43
1	1666,6	17	241,7	700,0	71
2	2333,2	23	338,3	979,9	100
3	2999,8	30	435,0	1259,9	128
4	3666,4	37	531,6	1539,9	157
5	4333,0	43	628,3	1819,9	186
6	4999,6	50	724,9	2099,8	214
7	5666,2	57	821,6	2379,8	243
8	6332,8	63	918,3	2659,8	271
9	6999,4	70	1014,9	2939,7	300
10	7666,0	77	1111,6	3219,7	328
11	8332,6	83	1208,2	3499,7	357
12	8999,2	90	1304,9	3779,7	385
13	9665,8	97	1401,5	4059,6	414
14	10332,4	103	1498,2	4339,6	443
15	10999,0	110	1594,9	4619,6	471
16	11665,6	117	1691,5	4899,6	500
17	12332,2	123	1788,2	5179,5	528

De igual forma la gráfica que se muestra en la figura 5.24, puede ser utilizada para la selección de la presión en función de la fuerza requerida para estampar una profundidad X, tomando en cuenta que si sobrepasa el valor de 70 bar el material se rompe, por lo que se debe únicamente embutir hasta una profundidad de 9mm para evitar esos inconvenientes.

La gráfica muestra también toda la capacidad de la prensa, esta puede llegar a entregar una fuerza de 520 Toneladas aproximadamente a una presión de 120 bar, teniendo presente que si sobrepasa este valor la corriente del motor subirá demasiado hasta activar las protecciones eléctricas, desconectando al motor y dejando al sistema con alta presión.

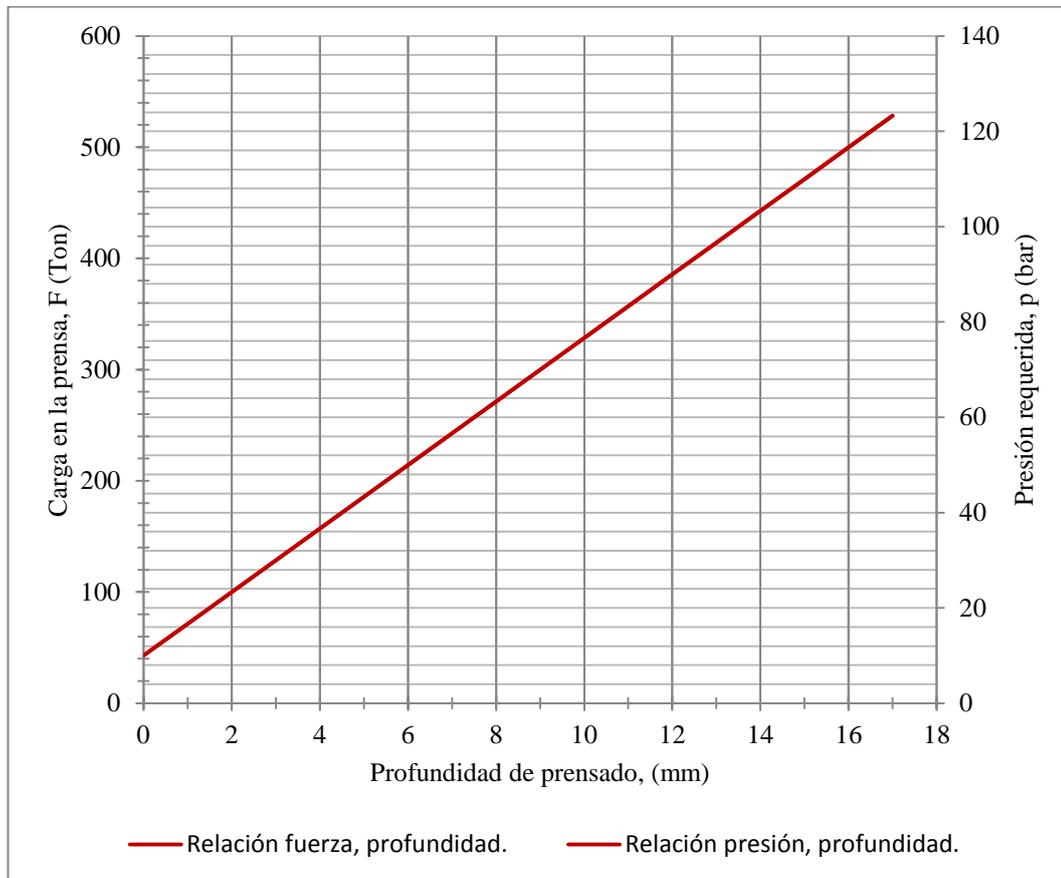


Figura 5.24: Selección de la presión en función de la fuerza para una lámina de tol de 0,9mm

5.6. ANÁLISIS FINANCIERO.

5.6.1 ANÁLISIS DE COSTOS.

El análisis financiero para la automatización de la prensa Hidrogarne es muy importante ya que se está logrando remplazar y optimizar recursos para obtener buenos resultados y poder sobresalir ante la competencia, teniendo en cuenta todos los gastos para saber cuánto es la inversión y como lograr recuperarla en tiempos establecidos. Es necesario aclarar que algunos elementos se han ocupado de la chatarra y algunos adquiridos a costos muy convenientes.

En las tablas siguientes se muestran los costos de cada uno de los elementos que intervienen en la reconstrucción de la prensa Hidrogarne, que se considerarán como las inversiones del proyecto.

5.6.1.1 Elementos hidráulicos.

Tabla 5.6. Gastos que se tuvieron en los elementos hidráulicos

NUM.	DESCRIPCIÓN	CANT.	V. UNIT.	V. TOTAL
1	Bomba hidráulica Hydrotec	1	2500	2500,00
2	Barriles de aceite	11	300	3300,00
3	Mangueras de presión hasta 2m. - 5000 psi	2	80	160,00
4	Mangueras de presión hasta 3m. - 5000 psi	2	90	180,00
5	Manómetros de aceite escala 0-6000psi	6	58	348,00
6	Filtro de aceite	1	25	25,00
7	Caja de sellos O-rings	1	20	20,00
8	Electroválvulas	6	40	240,00
9	Presóstato	2	220	440,00
10	Teflón	12	0,40	4,80
TOTAL:				7217,80

5.6.1.2 Elementos eléctricos.

Tabla 5.7. Gastos que se tuvieron en los elementos eléctricos

NUM.	DESCRIPCIÓN	CANT.	V. UNIT.	V. TOTAL
1	Motor Eléctrico LG de 25HP	1	750,00	750,00
2	PLC LOGO 230RC	1	280,00	280,00
3	Módulos	3	80,00	240,00
4	Relés 24 V DC más base para relé	14	13,43	188,02
5	Transformador 110-24V 3ª	1	12,50	12,50
6	Fuente de voltaje de 24V	1	24,00	24,00
7	Cable # 16 AWG 100metros	1	50,00	50,00

8	Cable # 8 AWG 100metros	1	90,00	90,00
9	Marquillas plásticas A-Z	1	30,00	30,00
10	Terminales Pin	2	0,50	1,00
11	Funda de amarras plásticas 30cm	1	9,29	9,29
12	Contactores	3	45,00	135,00
13	Interruptor termomagnético	1	120,00	120,00
14	Canaletas ranuradas 40x60mm	3	2,80	8,40
15	Riel DIN 2metros	2	3,00	6,00
316	Breaker trifásico	1	45,00	45,00
17	Sensor Inductivo	1	25,00	25,00
18	Finales de carrera	2	16,00	32,00
19	Pulsadores de paro color rojo	1	3,50	3,50
20	Pulsadores de marcha color negro	4	3,50	14,00
21	Pulsadores de ciclo automático color verde	2	3,50	7,00
22	Luces piloto color rojo verde y amarillo	8	2,00	16,00
23	Selector de tres posiciones	2	3,20	6,40
24	Paro de emergencia	1	2,55	2,55
25	Borneras	50	1,25	62,50
26	Porta fusibles	3	6,80	20,40
27	Fusibles	3	1,00	3,00
			TOTAL:	2181,56

5.6.1.3 Elementos mecánicos.

Tabla 5.8. Gastos que se tuvieron en los elementos mecánicos

NUM.	DESCRIPCIÓN	CANT.	V. UNIT.	V. TOTAL
1	Estructura	1	700,00	700,00
2	Gato hidráulico, tanque, columnas y mesas	1	15.000,00	15000,00
4	Machuelos	5	5,00	25,00
5	Pernos	50	0,40	20,00
6	Disco de corte	5	5,76	28,80
7	Disco de amolar	5	6,75	33,75

8	Bushing 3/4" - 1/2" - 1"	10	4,50	45,00
9	Uniones 3/4" 1/2"	10	3,50	35,00
10	Neplos 3/4" 1/2"	10	3,50	35,00
			TOTAL:	15922,55

5.6.1.4 Otros materiales.

Tabla 5.9. Gastos que se tuvieron en otros materiales

NUM.	DESCRIPCIÓN	CANT.	V. UNIT.	V. TOTAL
1	Placas de identificación	25	1,50	37,50
2	Líquidos para prueba de fisuras	3	15,75	47,25
3	Pintura Anticorrosiva 2 litros	1	7,43	7,43
4	Gastos varios	1	20,00	20,00
			TOTAL:	112,18

Materiales como el tablero eléctrico el cual fue reconstruido logrando que el gasto se economice, así como algunas tuberías y mangueras, los contactores también fueron de medio uso.

El gasto total es la suma de todos los elementos tanto hidráulicos, mecánicos, eléctricos y otros materiales, como se ve en la tabla 5.10.

Tabla 5.10. Gastos totales en todos los elementos

GASTOS MECÁNICOS	15922,55
GASTOS ELÉCTRICOS	2181,56
GASTOS HIDRÁULICOS	7217,80
GASTOS OTROS MATERIALES	112,18
TOTAL:	25434,09

Con estos datos tenemos una inversión total de: **25434,09 DÓLARES AMERICANOS.**

Para elaborar el flujo de caja, se la realiza con una proyección estimada para 5 años, considerando los siguientes datos como se ve en la tabla 5.11.

Tabla 5.11. Inversión inicial que se utilizó en la prensa Hidrogarne

Materiales Directos (mecánicos, hidráulicos y eléctricos)	25434,09
Mano de Obra Directa (reconstrucción y automatización)	0,00
Otros costos indirectos	1609,20
INVERSIÓN INICIAL:	27043,29

En la tabla 5.12 se muestra la proyección de la inversión de un año para la prensa hidráulica Hidrogarne, teniendo en cuenta los materiales para la fabricación del producto, el pago a los trabajadores y otros costos indirectos.

Tabla 5.12. Inversión año 1 proyectada de la prensa Hidrogarne

Materiales directos	18125,00
Mano de obra directa	6600,00
Otros costos indirectos	247,25
INVERSIÓN AÑO 1	24972,25

5.6.1.5 Flujos de caja.

Para realizar los flujos de caja en el proyecto se estiman los siguientes puntos:

- La ganancia estimada para el primer año considerando datos históricos de la empresa se prevé será de **36421,00 USD**.
- Para los años siguientes se estima un incremento del 2% en costos directos e indirectos de inversión.
- En las ventas el propósito es incrementar el 15% anualmente.

Considerando todos estos parámetros se realizó el flujo de caja como se muestra en la tabla 5.13.

Tabla 5.13. Proyección del flujo de caja para 5 años

DETALLE	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
INVERSION	27.043,29	24.972,25	25.471,70	25.981,13	26.500,75	27.030,77
VENTAS	-	36.421,00	41.884,15	48.166,77	55.391,79	63.700,56
GANANCIA	(27.043,29)	11.448,75	16.412,46	22.185,64	28.891,04	36.669,79

5.6.2 VALOR PRESENTE NETO (VPN).

Es el valor presente neto de los flujos de caja proyectados para todos los años durante el período de evaluación del proyecto, son las ganancias que puede reportar el proyecto, con un valor positivo si el saldo entre beneficios y gastos va a ser favorable para el proyecto y con un valor negativo en el caso contrario.

$$VPN = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{Fc_i}{(1 + D)^i} \quad Ec. 5.2$$

Donde:

K_0 = Inversión o capital inicial.

Fc_i = Flujo de caja en el año i .

D = Tasa de descuento real utilizada.

i = Número de periodos de vida del proyecto.

$$VPN = -27.043,29 + \frac{11.448,75}{(1 + 0.1584)^1} + \frac{16.412,46}{(1 + 0.1584)^2} + \frac{22.185,64}{(1 + 0.1584)^3} + \frac{28.891,04}{(1 + 0.1584)^4} + \frac{36.669,79}{(1 + 0.1584)^5}$$

$$VPN = 37.092,24$$

El VAN del proyecto representa el valor adicional restada la tasa de rendimiento requerida, es decir que el proyecto es factible ejecutarlo en este momento, ya que, generara una ganancia de \$ 37.092,24 libre de la tasa de rendimiento y si se

posterga la ejecución del mismo al cabo de 5 años el proyecto ascenderá a un costo de \$ 64.135,93 debido al valor del dinero en el tiempo.

La tasa de rendimiento requerida fue tomada en base al riesgo país, inflación y tasa de interés pasiva, en todas las anteriores se debe utilizar el valor anual, el valor de la tasa de rendimiento requerida se muestra a continuación:

$$TMAR = \textit{tasa de interés pasiva} + \% \textit{riesgo país} + \% \textit{inflación}$$

$$TMAR = (4,58 + 7,93 + 3,33)\%$$

$$\mathbf{TMAR = 15,84\%}$$

5.6.3 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).

Se define como aquella tasa de descuento que reduce a cero el Valor Presente Neto. La TIR representa el porcentaje máximo de ganancia que se aspira obtener, si se ejecuta el proyecto en las mejores condiciones. Analíticamente la TIR se determina como:

$$0 = -K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{Fc_i}{(1 + TIR)^i} \quad \text{Ec. 5.3}$$

Para el cálculo de la TIR se va utilizar el valor total de la inversión y los flujos netos de efectivo y lo obtenemos por medio de EXCEL con la función TIR de lo que resulta:

$$0 = -27.043,29 + \frac{11.448,75}{(1 + TIR)^1} + \frac{16.412,46}{(1 + TIR)^2} + \frac{22.185,64}{(1 + 0.TIR)^3} + \frac{28.891,04}{(1 + TIR)^4} + \frac{36.669,79}{(1 + TIR)^5}$$

$$\mathbf{TIR = 60 \%}$$

La tasa interna de retorno es del 60%, que es el porcentaje máximo de ganancia que se aspira obtener en las mejores condiciones.

El TIR es mayor que la tasa de rendimiento requerida (TMAR) de la inversión, y por esta razón se considera que el proyecto es viable.

5.6.4 PERÍODO REAL DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (PRI).

Es el tiempo en que se recupera la inversión inicial para una tasa de descuento D considerada. Se calcula como el momento para el cual el VPN se hace cero.

$$0 = -K_0 + \sum_{i=1}^{PRI} \frac{Fc_i}{(1 + TIR)^i} \quad Ec. 5.4$$

Para obtener el valor del PRI se le van adicionando gradualmente a la inversión inicial los flujos de caja anuales hasta que el resultado sea cero, en ese momento se ha recuperado la inversión.

5.6.4.1 Recuperación de la inversión.

De acuerdo al flujo de caja proyectado anteriormente se puede concluir que la empresa INDUCE DEL ECUADOR recuperará su inversión inicial en un periodo de “1 año 11 meses y 7 días”.

5.6.5 RELACIÓN BENEFICIO - COSTO (RBC).

Se determina como la relación entre el valor presente neto de los beneficios VPNB y el valor presente neto de los costos VPNC.

En la determinación del VPNC hay que sumar al valor de los costos anuales descontados, el valor de la inversión inicial sin descontar, como se muestra a continuación:

$$RBC = \frac{VPNB}{VPNC} = \frac{115607,68}{27.043,29}$$
$$RBC = 4,27$$

La relación beneficio costo es mayor equivalente a 4,27 por lo que fue muy conveniente para el proyecto. Esta razón indica que por cada dólar invertido en la repotenciación de la prensa hidráulica se recupera 4,27 dólares de ingreso.

En la tabla 5.14, se muestra los valores límites para que un proyecto sea económicamente viable.

Tabla 5.14. Rango de valores límites para que el proyecto sea económicamente viable²⁸

TÉCNICA DE EVALUACIÓN	RANGO
VPN, \$	VPN > 0
TIR, %	TIR > D
PRI, años	PRI < n
RBC	RBC > 1

En la tabla 5.15, se muestra los valores obtenidos en el análisis financiero realizado al proyecto, determinando que es económicamente viable.

Tabla 5.15. Rango de valores obtenidos en el análisis financiero

TÉCNICA DE EVALUACIÓN	RANGO
VPN, \$	37.092,24 > 0
TIR, %	60% > 15,64%
PRI, años	1 año 11 meses 7 días < 5AÑOS
RBC	4.27 > 1

²⁸ James C. Van Horne, Administración Financiera, 9na Edición, Págs. 148 - 152.

5.6.6 INTERPRETACIÓN DEL ANÁLISIS FINANCIERO.

- El VAN obtenido es de \$37.092,24 permitiéndonos tener un criterio de decisión positivo, lo que ratifica la viabilidad del proyecto; teniendo una TIR del 60%, y esta a su vez es mayor que el TMAR = 15,84% de la inversión, por lo que se considera que el proyecto es viable.
- El periodo de recuperación es de 1 año 11 meses y 7 días, esto permite prever que se recuperará la inversión a corto plazo, siendo esto de gran satisfacción para los dueños de la empresa, lo que promueve el desarrollo de nuevos proyectos en la automatización de máquinas.
- Con los datos obtenidos y comparándolos con los límites aceptables se llega a la conclusión de que el proyecto es totalmente viable siendo de gran beneficio para la empresa INDUCE DEL ECUADOR.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1. CONCLUSIONES.

- Se rediseñó, diseñó, reconstruyó y automatizó el sistema mecánico, hidráulico y eléctrico de la prensa marca Hidrogarne de 300 toneladas para la empresa Induce del Ecuador, logrando un funcionamiento ideal de esta máquina que se encontraba fuera de servicio para la aplicación de prensado.
- Los elementos del sistema mecánico fueron rediseñados mediante los métodos analítico y tecnológico en el cual interviene el software SolidWorks 2010, con los cuales se estableció fundamentalmente parámetros como son: dimensión, tipo de sujeción, movimiento, esfuerzo máximo y factor de seguridad, este último fue el de mayor importancia ya que aseguró una probabilidad baja de falla al tener un valor de 4 o mayor para este tipo de elementos de máquinas.
- Se realizó la comparación entre el cálculo analítico y el cálculo del software SolidWorks 2010, concluyendo que en los valores obtenidos existe una diferencia comprendida entre el 5% y 15%, esto se debe a que el software es solo una herramienta para facilitar el análisis de un profesional el cual debe poseer el conocimiento necesario para poder interpretarlo.
- Los elementos del sistema hidráulico fueron seleccionados y dimensionados de manera tal que exista la menor cantidad de pérdidas. Se tomaron en cuenta todas las caídas de presión que se perdían en tuberías,

mangueras y accesorios lo que permitió seleccionar adecuadamente los elementos hidráulicos del sistema.

- Se implementó el diseño realizado para el sistema hidráulico, logrando satisfacer el ciclo de trabajo con el cual se garantiza un funcionamiento adecuado de la máquina en el proceso de prensado, este sistema fue simulado en el software FESTO FluidSIM HIDRAULIC, con el cual se pudo realizar modificaciones antes de su implementación, evitando así pérdidas económicas y de tiempo.
- Se diseñó, seleccionó, programó e implementó el sistema eléctrico de control y potencia cumpliendo con todos los parámetros necesarios para el funcionamiento manual y automático de la prensa Hidrogarne.
- Con la automatización de la prensa hidráulica se obtuvo un ahorro tanto de procesos de operación como económico al compararlo con una secuencia mecánica-hidráulica, esto es debido que al utilizar un micro PLC se pudo realizar una secuencia electro-hidráulica en la cual intervinieron menos componentes hidráulicos ya que la secuencia se la programó en la memoria del PLC.
- Las pruebas de funcionamiento fueron muy determinantes para establecer tiempos de activación de los elementos que intervienen en el avance y retroceso, consiguiendo un proceso de prensado automático de 60 segundos como máximo, este tiempo depende de la longitud de desplazamiento del vástago de la prensa el cual es regulado con los finales de carrera.
- Realizando las distintas pruebas para el estampado de láminas de tol de 0,9 mm se observó los principales casos que se pueden tener con la regulación del presóstato de la prensa hidráulica y estos son los siguientes:

- Bajo relieve de estampado, se debe a la regulación del presóstato a una presión menor a 60 bar lo cual entrega una lámina con la figura no definida que no puede ser vendida.
 - Estampado ideal, esto se consigue regulando el presóstato a una presión de 70 bar lo cual entrega una lámina con la figura definida que puede ser vendida y utilizada para la fabricación de puertas.
 - Rotura de relieve de estampado, se debe a la regulación del presóstato a una presión mayor a 80 bar lo cual entrega una lámina con la figura definida en exceso y por tal motivo rota, esta no puede ser vendida y representa pérdidas para la fábrica.
- Se elaboró los planos mecánicos, hidráulicos y eléctricos de la prensa, los cuales fueron entregados a la empresa Induce del Ecuador para realizar el mantenimiento de la prensa o montaje de la misma en el caso de quedar fuera de servicio temporalmente.
 - La prensa fue reconstruida por un monto de **\$25434,09 dólares** que representa un ahorro considerable con respecto a las prensas que se pueden encontrar en el mercado de características similares que oscilan sobre los \$50000 dólares.
 - Según el análisis financiero de acuerdo al flujo de caja proyectado se puede concluir que la empresa INDUCE DEL ECUADOR recuperará su inversión inicial en un periodo de “1 año 11 meses y 7 días”.

6.2 RECOMENDACIONES.

- Se recomienda revisar el manual de operación (ANEXO F-1) de la prensa hidráulica antes de realizar cualquier operación con la misma, evitando así errores que afecten a la máquina o al personal.
- Se recomienda realizar el corte del tanque principal de aceite ya que originalmente este tiene un volumen de 1860 litros lo cual es demasiado para el volumen requerido para la central hidráulica de la prensa que es de 339 litros, de esta manera se disminuirá notablemente la cantidad de barriles de aceite.
- Se recomienda la utilización de la válvula reguladora de caudal para regular la velocidad de bajada de la prensa y evitar así una sobrepresión producida al contacto con el material a prensar.
- Aplicar y seguir a cabalidad normas de seguridad en la utilización de equipos de protección personal para evitar daños causados por el manejo de herramientas o materiales que intervienen sea en la operación o mantenimiento de la prensa Hidrogarne.
- Se recomienda la utilización de arnés cuando se realice el mantenimiento, ajuste o cambio de los elementos hidráulicos que se encuentran en la parte superior del tanque, evitando así riesgos de caídas o resbalones ya que esto se encuentra a una altura de 4,50 metros.
- Realizar un ajuste adecuado de los pernos de las bridas, mangueras, acoples y válvulas hidráulicas, utilizando teflón, permatex, sellos O-rings nuevos según sea el caso para evitar fugas de aceite y por ende pérdidas de presión.

- Al realizar la interfaz de comunicación de la PC con el LOGO! 230RC se recomienda actualizar el software LOGO!Soft Comfort a su última versión para la transferencia de datos.
- A los elementos mecánicos de máquinas recicladas se recomienda realizar pruebas de fisuras para confirmar que estos se encuentran en buen estado y que servirán para la aplicación que se le pretende dar, de esta manera se evitará cualquier contratiempo y asegurará el bienestar del operario que esté trabajando cerca de dichos elementos.
- Antes de tomar la decisión de implementar cualquier proyecto, hay que realizar un análisis financiero de factibilidad tanto económico como productivo, con lo que se determinará si es rentable asumir el costo de dicha inversión.

BIBLIOGRAFÍA.

LIBROS:

- **EUGENE A. AVALLONE**; Manual del ingeniero Mecánico; Editorial Mc. Graw Hill; 9na edición; año 1995.
- **HEINRICH GERLING**; Alrededor de las máquinas – herramientas; Editorial Reverté; 2da edición; año 1964.
- **F. JESÚS CEMBRANOS NISTAL**; Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos; Editorial Paraninfo; 4ta edición; año 2004.
- **VICTORIANO A. MARTÍNEZ SÁNCHEZ**; Potencia Hidráulica controlada por PLC; Editorial Alfaomega; 1era edición; año 2008.
- **JOSÉ ROLDÁN VILORIA**; Prontuario de Hidráulica Industrial; Editorial Paraninfo; 1era edición; año 2001.
- **A. PORRAS / A. P. MONTANERO**; Autómatas Programables fundamento, manejo, instalación y prácticas; Editorial McGraw-Hill; 1era edición; año 1990.
- **RAMÓN PIEDRAFITA MORENO**; Ingeniería de la automatización industrial; Editorial Alfaomega; 1era edición; año 2001.
- **CARLOS GONZÁLEZ G. – JOSÉ R. ZELENY V.**; Metrología; Editorial Mc Graw-Hill; 1era edición; año 1995.

- **ROBERT L. MOTT**; Diseño de elementos de máquinas; Editorial Pearson Educación; 2da y 4ta edición; año 2006.
- **RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT**; Diseño en ingeniería mecánica de Shigley; Editorial McGraw-Hill Interamericana; 8va edición; año 2008.
- **FELIP ROCA RAVELL**; Oleohidráulica básica; Editorial UPC; 1era edición; año 1999.
- **ENRÍQUEZ HARPER**; Elementos de diseño de las instalaciones eléctricas industriales; Limusa Noruega Editoriales; 2da Edición 2002.
- **ENRÍQUEZ HARPER**; Manual de Aplicación del Reglamento de Instalaciones Eléctricas; Editorial Limusa; 1era edición 2003.
- **JOSÉ ROLDÁN VILORIA**; Cálculo y construcción de Circuitos con Contactores; Editorial Paraninfo; 1era edición 1999.

ENLACES WEB:

- <http://www.fluidica.com/PrensasHidraulicas.htm>
- <http://www.maquinas.preencion-laboral.com/contenido/quees7614.asp>
- <http://www.fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/clasificacionbombashidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html>
- http://www.es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica
- <http://www.elprisma.com/apuntes/curso.asp?id=8165>

ANEXOS

ANEXO A

SELECCIÓN DE ELEMENTOS

**MANNESMANN
REXROTH****Variable Displacement Pump A10VO**Series 31, for open loop circuits,
Axial piston, swashplate design**RE
92701/11.95**

Brueninghaus Hydromatik

Sizes 28...140

Nominal pressure 280 bar

Peak pressure 350 bar

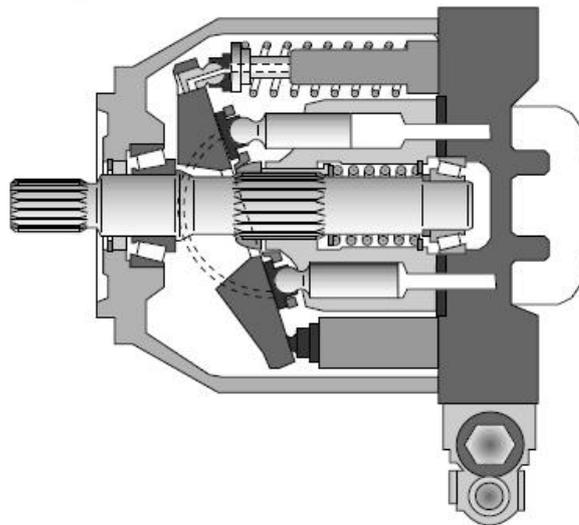
Replaces RE 92701/02.95

Size 18:
RE 92712

Axial piston pump A10VO in swashplate design is used for hydrostatic transmissions in open loop circuits.

Flow is proportional to drive speed and displacement. By adjusting the position of the swashplate it is possible to smoothly vary the flow.

- Flange connections to SAE-UNC or SAE metric
- 2 leakage ports
- High permissible speeds
- Good suction characteristics
- Low noise level
- High power/weight ratio
- Long service life
- Short control times
- Axial and radial loading of drive shaft possible
- Wide range of controls
- Through drive option for multi-circuit system



Ordering code

Fluid

Mineral oil (no short code)

Axial piston unit

Swashplate design, variable **A10V**
 Nominal pressure 280 bar, peak pressure 350 bar

Operational mode

Pump, open loop circuit **O**

Size

Displacement $V_{g \text{ max}}$ (cm³) **28** **45** **71*** **100** **140**

Control devices

			28	45	71	100	140		
2-pos. adjustment, direct control	DG		●	●	●	●	●	DG	Page 20
Pressure control	DR		●	●	●	●	●	DR	Page 22
	DR	G	●	●	●	●	●	DRG	Page 24
Remote control									
Movable pressure control for when required	DRT	1	○	●	○	○	○	DRT1	Page 26
	DRT	2	○	●	○	○	○	DRT2	Page 26
			i = 18,2		i = 12,4				
Pressure and flow control X port closed	DFR		●	●	●	●	●	DFR	Page 28
	DFR	1	●	●	●	●	●	DFR1	Page 28
Pressure, flow and power control	DFLR		●	●	●	●	●	DFLR	Page 30
Pressure, flow and summ. power control	DFSR		●	●	●	●	●	DFSR	Page 32
Flow control, pilot pressure-dependent with pressure control	FHD		●	●	●	●	●	FHD	Page 34
Electronic flow control	FE1		●	●	●	●	●	FE1	Page 36
Electronic pressure and flow control	DFE1		●	●	●	●	●	DFE1	Page 36

Series

31

Direction of rotation

Viewed on drive shaft

clockwise **R**
 anti-clockwise **L**

= preferred program (with short delivery times)
 (type list see page 44)

*** With size 71 please note the following when designing:**
 Pressure port B consists of a multiple high pressure port
 SAE 11/4" standard pressure range, 3000 psi, for pressures of up to 250 bar
 SAE 1" standard pressure range, 5000 psi, for pressures > 250 bar (see page 14).
 For new applications high pressure port SAE 1" must be used.

- = available
- = in preparation
- = not available

Variable Displacement Pump A10VO, Series 31

Fluid

Prior to project design, please see our data sheets RE 90220 (mineral oil) and RE 90221 (ecologically acceptable fluids) for detailed information on fluids and application conditions. When using ecologically acceptable fluids attention must be paid to possible limitations of the technical data. If necessary please contact us.

Operating viscosity range

For optimum efficiency and service life we recommend that the operating viscosity (at operating temperature) be selected in the range

$$v_{opt} = \text{opt. operating viscosity } 16...36 \text{ mm}^2/\text{s}$$

referred to tank temperature (open loop circuit).

Limits of viscosity range

The following values are valid for extreme operating conditions:

$v_{min} = 10 \text{ mm}^2/\text{s}$
for short periods at max. leakage oil temperature of 90° C.

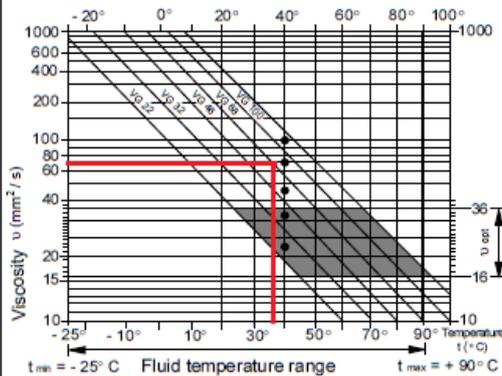
$v_{max} = 1000 \text{ mm}^2/\text{s}$
for short periods upon cold start.

Temperature range (see selection diagram)

$t_{min} = -25^\circ \text{C}$

$t_{max} = +90^\circ \text{C}$

Selection diagram



Notes on the selection of fluid

For correct selection of the fluid it is assumed that the operating temperature in the tank is known (open loop circuits), in relation to the ambient temperature.

The fluid should be selected so that, within the operating temperature range, the operating viscosity lies within the optimum range (v_{opt}), (see shaded section of selection diagram).

We recommend that the higher viscosity grade is selected in each case.

Example: At an ambient temperature of X° C the operating temperature in the tank will be 60° C. In the optimum operating viscosity range (v_{opt} ; shaded section) this corresponds to viscosity grade VG 46 or VG 68; VG 68 should be selected.

Important: The leakage oil temperature is influenced by pressure and speed and is always higher than the tank temperature. At no point in the system, however, may the temperature be higher than 90° C.

If it is not possible to comply with the above conditions because of extreme operating parameters or a high ambient temperature, please consult us.

Filtration

In order to ensure reliable operation of the axial piston unit, the operating fluid must be maintained to a cleanliness class of at least

9 to NAS 1638

6 to SAE

18/15 to ISO/DIS 4406.

This may be achieved, for example, with filter elements type...D 020...(see RE 31278).

This gives the following degree of separation:

$$\beta_{20} \geq 100$$

Technical data

Inlet operating pressure range

Absolute pressure at port S (A)

$P_{abs.min}$ 0,8 bar
 $P_{abs.max}$ 30 bar

Outlet operating pressure range

Pressure at port B

Nominal pressure p_N 280 bar
 Peak pressure p_{max} 350 bar
 (Pressure data to DIN 24312)
 Applications with intermittent operating pressures of up to 315 bar at 10% duty cycle are permitted.

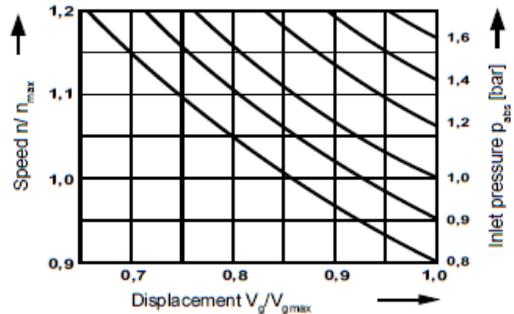
Case drain pressure

Maximum pressure of leakage fluid (at ports L, L₁): maximum 0,5 bar higher than input pressure at port S, but not exceeding 2 bar absolute.

Direction of flow

S to B

Determination of inlet pressure p_{abs} at suction port S, or reduction in flow for increasing speed.



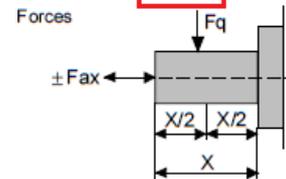
Tabulated data (theoretical values, without considering η_{mh} and η_v ; approximate values)

Size			28	45	71	100	140	
Displacement	$V_{g,max}$	cm ³	28	45	71	100	140	
Max. speed ¹⁾	at $V_{g,max}$	$n_{o,max}$	rpm	3000	2600	2200	2000	1800
Max. flow	at $n_{o,max}$	$Q_{o,max}$	L/min	84	117	156	200	252
	at $n_E = 1500$ rpm		L/min	42	68	107	150	210
Max. power ($\Delta p = 280$ bar)	at $n_{o,max}$	$P_{o,max}$	kW	39	55	73	93	118
	at $n_E = 1500$ rpm		kW	20	32	50	70	98
Max. torque ($\Delta p = 280$ bar)	at $V_{g,max}$	T_{max}	Nm	125	200	316	445	623
Torque ($\Delta p = 100$ bar)	bei $V_{g,max}$	T	Nm	45	72	113	159	223
Moment of inertia at drive axis		J	kgm ²	0,0017	0,0033	0,0083	0,0167	0,0242
Filling capacity		L		0,7	1,0	1,6	2,2	3,0
Weight (without fluid)		m	kg	15	21	33	45	60
Permissible loading of drive shaft:								
Max. axial force		$F_{ax,max}$	N	1000	1500	2400	4000	4800
Max. radial force ²⁾		$F_{q,max}$	N	1200	1500	1900	2300	2800

1) Values shown are valid for an absolute pressure of 1 bar at suction port S.

If the flow is reduced or if the inlet pressure is increased the speed may be increased according to the diagram.

2) Please consult us for higher radial forces.



Determination of size

Flow $Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$ [L/min]

Drive torque $T = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}$ [Nm]

Drive power $P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{T \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t}$ [kW]

V_g = geometric displacement [cm³] per rev.
 Δp = differential pressure [bar]
 n = speed [rpm]
 η_v = volumetric efficiency
 η_{mh} = mechanical-hydraulic efficiency
 η_t = total efficiency ($\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$)

PRINCIPALES NORMAS TÉCNICAS DE TUBOS				
NORMA	TIPO	USO PRINCIPAL	NORMA EQUIVALENTE	
NBR	5580	C.C.	Conducción de fluidos	DIN 2440/2441
	5581	S.C.	Servicios en refineries	ASTM A 161
	5582	S.C.	Servicios en refineries	ASTM A 200
	5583	S.C.	Condensadores de calor	ASTM A 179
	5584	S.C.	Condensadores de calor	ASTM A 199
	5585	C.C.	Condensadores de calor	ASTM A 214
	5590	C.C. y S.C.	Conducción de fluidos, con requisitos de calidad	ASTM A 53
	5592	S.C.	Calderas	ASTM A 210
	5593	S.C.	Calderas	ASTM A 209
	5594	S.C.	Calderas - alta presión	ASTM A 192
	5595	C.C.	Calderas	ASTM A 178
	5596	C.C.	Calderas - alta presión	ASTM A 226
	5597	C.C. y S.C.	Oleoductos rígidos, con revestimiento, pesados y extrapesados	
	5598	C.C. y S.C.	Oleoductos rígidos, con revestimiento, pesados y extrapesados	
	5599	C.C.	De precisión	DIN 2393
	5602	C.C. y S.C.	Servicio en bajas temperaturas	ASTM A 333
	5603	S.C.	Servicio en altas temperaturas	ASTM A 335
	5605	C.C. y S.C.	Servicio en bajas temperaturas	ASTM A 334
	5922	S.C.	inyectores de óleo diesel	
	6321	S.C.	Conducción de fluidos en altas temperaturas	ASTM A 106
	6591	C.C.	Industria, perfiles redondos, cuadrados y rectangulares	DIN 2394
	8476	S.C.	De precisión	DIN 2391
	DIN	1626	C.C.	Evaporadores, Conducción de gases, etc.
1629		S.C.	Calderas, reservorios	
1630		S.C.	Calderas, reservorios	
2391		S.C.	De precisión	Abr-76
2393		C.C.	De precisión	NBR 5599
2394		C.C.	muebles, electrodomésticos, etc.	NBR 6591
2440		C.C. y S.C.	Conducción de fluidos	NBR 5580 M
2441		C.C. y S.C.	Conducción de fluidos	NBR 5580 P
2448		S.C.	Calderas	
2458		C.C.	Calderas, evaporadores, Conducción de gases, etc.	
17175	S.C.	Calderas - altas temperaturas		



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

www.vemacero.com

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	m.m.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pe	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	160	-	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88.9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114.3	0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	2800	197	2800	197
				0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	2800	197	2800	197
5	125	5.563	141.3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
6	150	6.625	168.3	0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	2430	171	2800	197
				0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197				

Propiedades Mecánicas

Norma de Fabricación	Grado del Acero	Limite de Fluencia		Resistencia a la Tracción			
		Mpa	psi	Mínimo		Máximo	
				Mpa	psi	Mpa	psi
ASTM A53 Tipo E (ERW)	A	205	30,000	330	48,000	--	--
	B	240	35,000	415	60,000	--	--



SERIE

EN 853 1ST

EXCEDE SAE 100R1A

Manguera
una malla metálica

Descripción: Manguera hidráulica de una malla metálica media presión.

Tubo interior: Negro, goma sintética resistente al aceite.

Recubrimiento: Negro, goma sintética resistente al aceite, agua, ozono.

Refuerzo: 1 malla acero.

Temperatura: -40°C a +100°C intermitente hasta 125°C para fluidos basados en petróleo.

-40°C a +70°C para fluidos basados en agua.

Aplicaciones: Sistemas hidráulicos con fluidos basados en petróleo o agua/glycol y para aceites y lubricantes.

Terminal: PF-xxxx

Casquillo: P-10xx

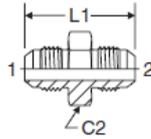


- MANGUERAS
- TERMINALES
- NUMEROS
- TUBOS PROTECTORES
- CANALAS DE SEGURIDAD
- ADAPTADORES
- TUBOS DE ACERO
- BALCÓN DIN 2355
- ABRILLOZAS
- ENCHUFES NEUMÁTICOS
- VÁLVULAS NEUMÁTICAS
- BEDAS SAE
- VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL
- MANOMETROS NEUMÁTICOS Y NEUMÁTICOS
- BALONES CERRADOS
- KAMLOCK
- MANGUERAS

Diámetro interior (in) (mm)		Diámetro sobre malla (in) (mm)		Diámetro exterior (in) (mm)		Máxima presión trabajo (psi) (bar)		Mínima presión rotura (psi) (bar)		Radio curvatura (in) (mm)		Peso (kg/mtr)
1/4	6,3	0,437	11,1	0,629	15,9	3260	225	13050	900	4,0	100	0,29
5/16	8,0	0,500	12,7	0,689	17,5	3115	215	12325	850	4,5	115	0,34
3/8	9,5	0,594	15,1	0,780	19,8	2610	180	10440	720	5,0	130	0,43
1/2	12,7	0,720	18,3	0,906	23,0	2320	160	9280	640	7,0	180	0,54
5/8	15,9	0,843	21,4	1,031	26,2	1885	130	7540	520	8,0	200	0,63
3/4	19,0	1,000	25,4	1,189	30,2	1520	105	6090	420	9,5	240	0,80
1	25,4	1,311	33,3	1,500	38,1	1275	88	5075	350	12,0	300	1,15
1 1/4	31,8	1,594	40,5	1,811	46,0	910	63	3625	250	16,5	420	1,50
1 1/2	38,1	1,843	46,8	2,063	52,4	725	50	2900	200	19,5	500	1,74
2	50,8	2,374	60,3	2,626	66,7	580	40	2320	160	25,0	630	2,47

LHTX Full Dimensions

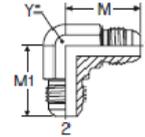
Large Hex Union
37° Flare / 37° Flare



SAE 070119
HPD Base # 03L3

ETX Full Dimensions

Union Elbow
37° Flare / 37° Flare



SAE 070201
HPD Base # 2303

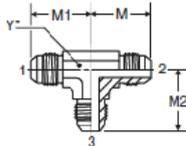
Y* – Across wrench flats

TUBE FITTING PART #	END SIZE		C2	L1 (in.)	STANDARD Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 TO 2 (in.)	HEX (in.)			-S	-SS	-B
4 LHTX	1/4	11/16	1.38	1.38	7.5	9.0	3.3
4-3 LHTX	1/4 to 3/16	11/16	1.30	1.30		9.0	
5 LHTX	5/16	3/4	1.38	1.38	6.0		
6 LHTX	3/8	13/16	1.41	1.41	6.0	7.2	3.3
6-4 LHTX	3/8 to 1/4	13/16	1.41	1.41		7.2	
8 LHTX	1/2	1	1.62	1.62	6.0	7.2	3.3
8-4 LHTX	1/2 to 1/4	1	1.52	1.52		7.2	
8-6 LHTX	1/2 to 3/8	1	1.52	1.52		7.2	
10 LHTX	5/8	1 1/8	1.88	1.88	5.0	6.0	
12 LHTX	3/4	1 3/8	2.16	2.16	5.0	6.0	
12-8 LHTX	3/4 to 1/2	1 3/8	1.95	1.95		6.0	
16 LHTX	1	1 5/8	2.25	2.25	4.0	4.8	
32 LHTX	2	2 3/4	3.41	3.41		2.4	

TUBE FITTING PART #	END SIZE		M (in.)	M1 (in.)	Y (in.)	STANDARD Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 (in.)				-S	-SS	-B
2 ETX	1/8	1/8	0.78	0.78	7/16	7.5	7.7	
3 ETX	3/16	3/16	0.89	0.89	7/16		7.7	
4 ETX	1/4	1/4	0.89	0.89	7/16	7.5	7.7	3.3
5 ETX	5/16	5/16	0.95	0.95	9/16	6.0	6.0	3.3
6 ETX	3/8	3/8	1.06	1.06	9/16	6.0	6.0	3.3
6-4 ETX	3/8	1/4	1.06	1.05	9/16	6.0		
8 ETX	1/2	1/2	1.25	1.25	3/4	6.0	6.0	3.3
8-6 ETX	1/2	3/8	1.25	1.14	3/4	6.0		
10 ETX	5/8	5/8	1.45	1.45	7/8	5.0	5.0	3.3
10-8 ETX	5/8	1/2	1.45	1.33	7/8	5.0		
12 ETX	3/4	3/4	1.66	1.66	1 1/16	5.0	5.0	3.3
12-8 ETX	3/4	1/2	1.66	1.42	1 1/16			
12-10 ETX	3/4	5/8	1.66	1.54	1 1/16		5.0	
14 ETX	7/8	7/8	1.73	1.73	1 3/16	5.0		
16 ETX	1	1	1.81	1.81	1 5/16	4.0	3.5	2.3
16-12 ETX	1	3/4	1.81	1.77	1 5/16			
20 ETX	1 1/4	1 1/4	2.06	2.06	1 5/8	4.0	3.0	
24 ETX	1 1/2	1 1/2	2.33	2.33	1 7/8	3.0	2.0	
32 ETX	2	2	3.06	3.06	2 1/2	2.0	1.5	

JTX Full Dimensions

Union Tee
37° Flare (all three ends)

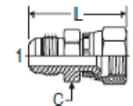


SAE 070401
HPD Base # 033T

Y* – Across wrench flats

XHX6 Full Dimensions

Extender and Expander
37° Flare / 37° Flare Swivel



TUBE FITTING PART #	END SIZE			M (in.)	M1 (in.)	M2 (in.)	Y (in.)	STANDARD Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 (in.)	3 (in.)					-S	-SS	-B
2 JTX	1/8	1/8	1/8	0.78	0.78	0.78	5/16	7.5	7.7	3.3
3 JTX	3/16	3/16	3/16	0.89	0.89	0.89	7/16	7.5	7.7	
4 JTX	1/4	1/4	1/4	0.89	0.89	0.89	7/16	7.5	7.7	3.3
4-4-3 JTX	1/4	1/4	3/16	0.89	0.89	0.81	7/16		7.7	
5 JTX	5/16	5/16	5/16	0.95	0.95	0.95	9/16	6.0	6.0	3.3
6 JTX	3/8	3/8	3/8	1.06	1.06	1.05	9/16	6.0	6.0	3.3
8 JTX	1/2	1/2	1/2	1.25	1.25	1.25	3/4	6.0	6.0	3.3
10 JTX	5/8	5/8	5/8	1.45	1.45	1.45	7/8	5.0	5.0	3.3
12 JTX	3/4	3/4	3/4	1.66	1.66	1.63	1 1/16	5.0	5.0	2.9
12-12-8 JTX	3/4	3/4	1/2	1.66	1.66	1.42	1 1/16			
12-16-12 JTX	3/4	1	3/4	1.77	1.81	1.77	1 5/16			
14 JTX	7/8	7/8	7/8	1.73	1.73	1.73	1 5/16	5.0		
16 JTX	1	1	1	1.81	1.81	1.81	1 5/16	4.0	3.5	2.3
20 JTX	1 1/4	1 1/4	1 1/4	2.06	2.06	2.03	1 5/8	4.0	3.0	
24 JTX	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2.33	2.33	2.33	1 7/8	3.0	2.0	
24-16-16 JTX	1 1/2	1	1	2.33	2.16	2.15	1 7/8		2.0	
32 JTX	2	2	2	3.06	3.06	3.05	2 1/2	2.0	1.5	

TUBE FITTING PART #	END SIZE		C (in.)	L (in.)	STANDARD Dynamic Pressure (x 1,000 PSI)		
	1 (in.)	2 (in.)			-S	-SS	-B
4 XHX6	1/4	1/4	9/16	1.39	7.5		
6 XHX6	3/8	3/8	5/8	1.50	5.0		
6-4 XHX6	3/8	1/4	5/8	1.50	5.0		
8 XHX6	1/2	1/2	13/16	1.71	5.0		
8-6 XHX6	1/2	3/8	13/16	1.72	5.0		
10 XHX6	5/8	5/8	1	2.01	5.0		
10-8 XHX6	5/8	1/2	15/16	1.93	5.0		
12 XHX6	3/4	3/4	1 1/4	2.27	5.0		
12-10 XHX6	3/4	5/8	1 1/8	2.20	5.0		
16 XHX6	1	1	1 1/2	2.47	3.6		
16-12 XHX6	1	3/4	1 1/2	2.31	3.6		
20-16 XHX6	1 1/4	1	1 11/16	2.50	3.6		

		3	OLEOHIDRAULICA	3-15-00
07-04	U.S.A.	VALVULAS DIRECCIONALES SOLENOIDES "CETOP 03"		

Las válvulas direccionales oleohidráulicas **VICKERS** entregan los más altos rendimientos gracias a su alta tecnología de fabricación y su exclusivo diseño, que cumple las normas "ISO". Las características más destacadas se pueden mencionar: Larga vida útil, altas presiones de operación, altas capacidades de flujo, baja caída de presión, solenoides sumergidos en aceite de rápida respuesta, fácil mantenimiento, solenoide intercambiable fácilmente, montaje normalizado.



Aplicaciones:

En circuitos oleohidráulicos para comandar cilindros, motores, etc.

Características Técnicas:

Presión máx.:

A - B - P: 5075 psi / 350 bar

T: 3000 psi / 210 bar.

Flujo máximo: 21,1 gpm (80 lpm)

Temperatura de operación: -20 a 70 °C

Rango de viscosidad: 15 - 300 cSt

Filtración recomendada: 25 micrones o menos

Montaje en subbase: Cetop 03 / ISO 4401

Solenoides con conector DIN 43650

Voltajes: 220 - 110 VAC

Duración sobre 20 millones de ciclos

Mínima caída de presión: 36 psi (30lpm)

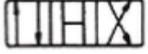
Con accionamiento manual auxiliar



DG4V-3-2A-MU1D6-60



DG4V-3-8C-MU1D6-61

	Caudal (gpm) v/s Presión			
	Centro	1000 psi	2000 psi	3000psi
	2A	17	12	7
	0C	21	21	21
	2C	21	21	21
	8C	12	12	12
	6C	19	15	7

Dígito	Catálogo	Nº Vías	Nº Posiciones	Nº Solenoides	Voltaje	Posic. Normal de Centro
0320070-1	DG4V-3-8C-VM-U-H7-61	4	3	2	24 VDC	Tandem
0320071-K	DG4V-3-8C-VM-U-B6-61	4	3	2	110 VAC	Tandem
0320072-8	DG4V-3-6C-M-U-H7-60	4	3	2	110 VAC	A-B-T Conectados
0320073-6	DG4V-3-2C-M-U-H7-60	4	3	2	24 VDC	Cerrado
0320074-4	DG4V-3-2C-M-U-B6-60	4	3	2	110 VAC	Cerrado
0320075-2	DG4V-3-2A-M-U-H7-60	4	2	1	24 VDC	PB y AT Conectados
0320076-0	DG4V-3-2A-M-U-B6-60	4	2	1	110 VAC	PB y BT Conectados
0320077-9	DG4V-3-0C-M-U-H7-60	4	3	2	24 VDC	H
0320100-7	DG4V-3-2A-M-U-D6-60	4	2	1	110 VAC	PB y BT Conectados
0320103-1	DG4V-3-0C-M-U-D6-60	4	3	2	220 VAC	Abierto
0320106-6	DG4V-3-2C-M-U-D6-60	4	3	2	220 VAC	Cerrado
0320109-0	DG4V-3-8C-M-U-D6-61	4	3	2	220 VAC	Tandem
0320112-0	DG4V-3-6C-M-U-D6-60	4	3	2	220 VAC	A-B-T Abierto; P Cerrado

Vickers®
Flow Control Valves - Pressure Compensated

FCG-H02
FCG-H03

315 Bar, 50 LPM
315 Bar, 160 LPM



General Description

Features:

- Porting pattern to DIN 24 340, form G, ISO 6263, CETOP-RP 121H and NFPA 3.5.1 MR1
- Pressure compensator stroke limiter, optional
- Mechanical operation
- Start-up jump reduction
- Flow control in both directions using a rectifier sandwich plate

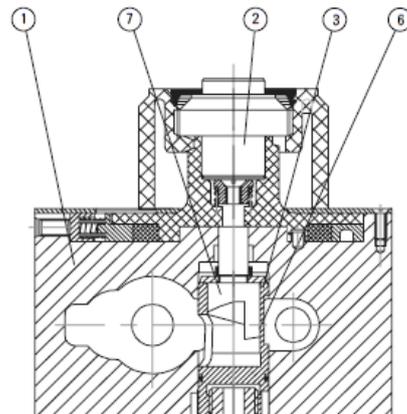
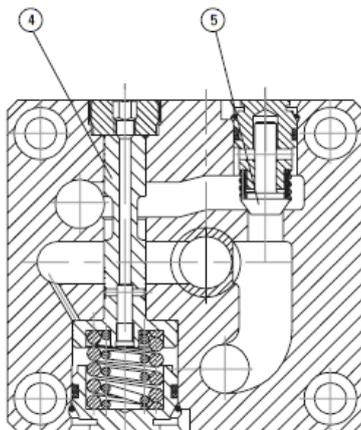
General

Eaton's Vickers ® FCG flow control valves are used to maintain a flow constant largely independent of pressure and temperature.

The valves basically consist of the housing (1), orifice bushing(3), pressure compensator (4) with optional stroke limiter, check valve(5), adjustment element (2).

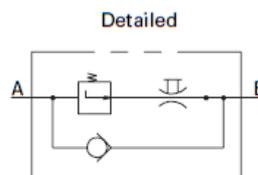
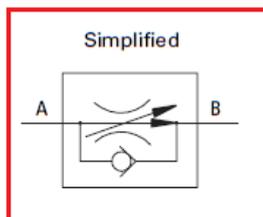
The flow from channel A to channel B is throttle at the orifice (6). In order to maintain the flow across the orifice constant, a pressure compensator is connected upstream of the orifice (6). The flow is maintained largely independent of temperature due to the orifice design. Free return flow from channel B to channel A is directed via

the check valve (5). The flow is only controlled from A to B. In order to control the flows in both directions a rectifier sandwich plate type DGMB can be installed below the flow control valve.

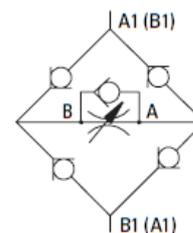


Functional Symbols

Flow Control Valve

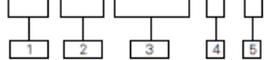


Rectifier sandwich plate



Series FCG-H02-H03
Model Code

(F3)-FCG-H02-50-(B)-10



1 Seal Options

F3 – Fluorocarbon seals, for Phosphate Ester (class L_HFD)
Blank – Nitrile, for Mineral oil Anti-wear hydraulic oil (class L_HFB), Water glycol (class L_HFC)

2 Flow Control Valve

3 Flow Range (A to B)

Size H02
50 - 50 litres/min
35 - 35 litres/min
25 - 25 litres/min
16 - 16 litres/min
10 - 12 litres/min
05 - 05 litres/min
02 - 02 litres/min

4 Pressure Compensator Stroke Limiter

Omit – without
B – with

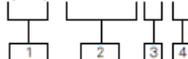
5 Design Number

10

Size H03

160 - 160 litres/min
125 - 125 litres/min
100 - 100 litres/min
80 - 80 litres/min
60 - 60 litres/min
40 - 40 litres/min

(F3) DGMB-3-10



1 Seal Options

F3 – Fluorocarbon seals, for Phosphate Ester (class L_HFD)
Blank – Nitrile, for Mineral oil Anti-wear hydraulic oil (class L_HFB), Water glycol (class L_HFC)

2 Rectifier Sandwich Plate

3 Size

3 - Size 6 (NG6)
(Used with F(C)G-3 valve)
02 - Size 10
03 - Size 16

4 Design Number

10

Technical Data

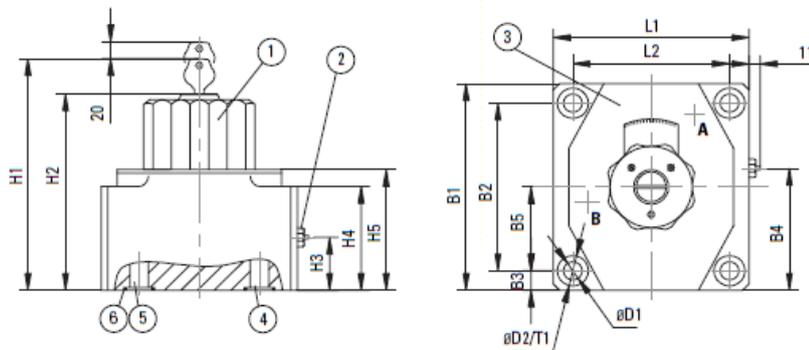
Hydraulic Technical Data

Flow (L/min)	Size 02 10 16 25 50	Size 03 60 100 160
Δp with free return flow B→A (Bar)	Size 02 2 2.5 3.5 6	Size 03 2.8 4.3 7.3
Flow control		
Temperature compensation -20 to +80	± 2% at max flow	
Pressure-compensation (up to $\Delta p = 315$ (Bar))	Size 02 ± 2% max	Size 03 ± 5% max
Operating pressure, max. - port A (Bar)	up to 315	
Minimum pressure differential range (Bar)	Size 02 3-7	Size 03 5-12
Weight (Kg)	Size 02 5.6	Size 03 11.3
Hydraulic fluid	Mineral oil (for NBR seal) or Phosphate ester (for FPM seal)	
Fluid temperature range (°C)	-30 up to +80	
Fluid viscosity range (mm²/s)	10 to 800	
Fluid cleanliness	ISO 19/17/14	

Rectifier Sandwich Plate

Flow, maximum (L/min)	Size 3 up to 25	Size 02 up to 50	Size 03 up to 160
Operating pressure (Bar)	up to 315		
Cracking pressure (Bar)	15		
Weight (Kg)	Size 3 1	Size 02 3.2	Size 03 9.3

FCG-H02-H03 Unit
Dimensions mm



- 1 Lockable rotary knob(may be locked in any position)
- 2 Pressure compensator stroke limiter, optional
- 3 Nameplate
- 4 Port "A"
- 5 Port "B"

- 6 O-ring 18.66 x 3.53 (size 02)
O-ring 26 x 3 (size 03)

Mounting bolts:

- Size 02
(4)M8 x 50mm or 5/16"-18 UNC x 2"
- Size 03
(4)M10 x 80mm or 3/8"-16 UNC x 3"

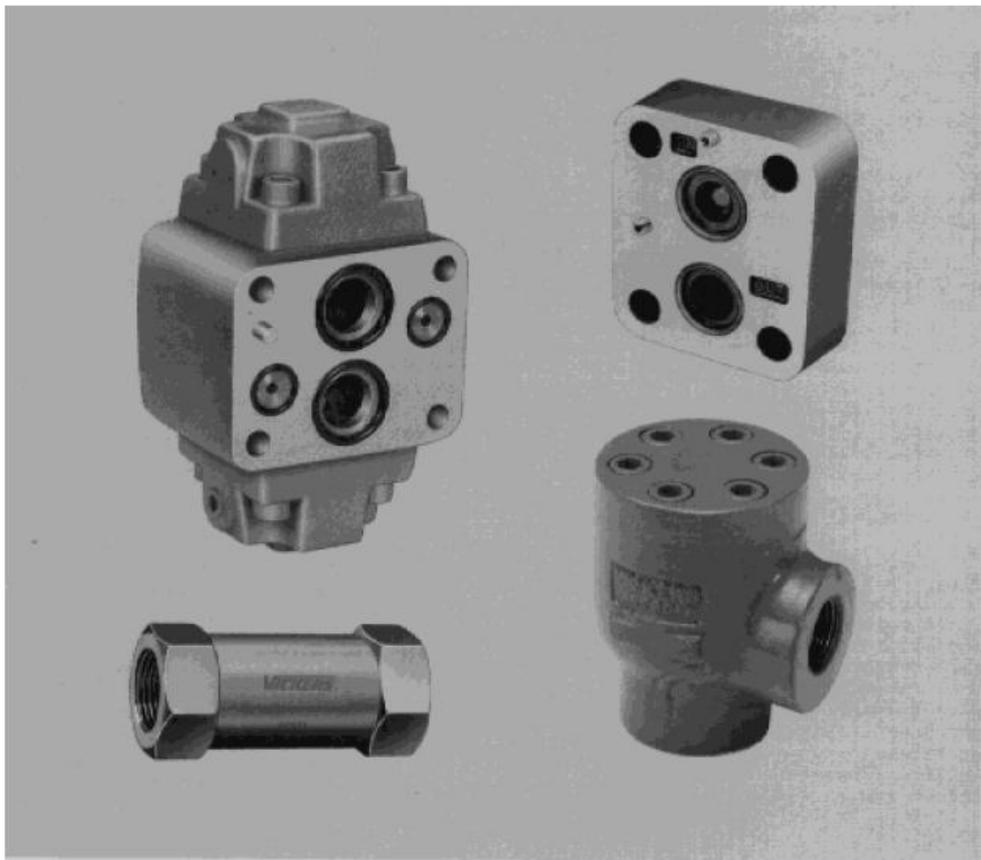
Size	B1	B2	B3	B4	B5	D1	D2	H1	H2	H3	H4	H5	L1	L2	T1
02	101.5	82.5	9.5	68	35.5	9	15	125	95	26	51	60	95.0	76.0	13
03	123.5	101.5	11.0	81.5	41.5	11	18	147	117	34	72	82	123.5	101.5	12

Vickers®
Check Valves

Check Valves



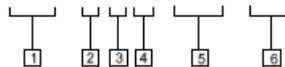
Inline, right angle, manifold mounted, and pilot operated designs



Manifold Mounted Check Valves

Model Code

(F3) - C 5 G - 8 ** - (**)



1 Special Seals

See "Seals" section on page 15.
Omit for standard seals.

3 Design Number

Subject to change.

6 Cracking Pressure

Blank – 0,3 bar (5 psi), standard
S3 – 3,4 bar (50 psi)
S8 – 5,2 bar (75 psi)

2 Check Valve

4 Subplate or Manifold Mounted

5 Nominal Size

805 – 3/8" pipe or 1/2" tube
815 – 3/4" pipe or 3/4" tube
825 – 1-1/4" pipe or 1-1/4" tube

Ratings and Specifications

Model Series	Maximum Operating Pressure bar (psi)	Nominal Flow Capacity l/min (USgpm)	Approximate Weight kg (lb)
C5G-805	210 (3000)	40 (10)	1,2 (2.7)
C5G-815	210 (3000)	75 (20)	2,9 (6.5)
C5G-825	210 (3000)	400 (100)	6,1 (13.5)

Pressure Drop

Pressure Drop for Free Flow Across Check Valve

Model Series	Flow Rate l/min (USgpm)	ΔP bar (psi)
C5G-805	18,9 (5)	0,9 (13)
	37,8 (10)	1,2 (17)
	56,8 (15)	1,5 (22)
	75,7 (20)	1,9 (27)
C5G-815	37,8 (10)	0,5 (7)
	75,7 (20)	1,0 (15)
	113,6 (30)	1,7 (25)
	151,4 (40)	2,4 (35)
C5G-825	94,6 (25)	0,6 (8)
	189,3 (50)	0,8 (12)
	283,9 (75)	1,1 (16)
	378,5 (100)	1,5 (22)
	473,2 (125)	2,1 (30)

1. Figures in the chart at left give approximate pressure drops (ΔP) when passing 21 cSt (100 SUS) fluid having .865 specific gravity.

2. For any other viscosity, pressure drop (ΔP_1) will be:

Viscosities – cSt (SUS)	14 (75)	32 (150)	43 (200)	54 (250)	65 (300)	76 (350)	86 (400)
% of ΔP (Approximate)	93	111	119	126	132	137	141

3. For any other specific gravity (G_1), pressure drop (ΔP_1) will be approximately:
 $\Delta P_1 = \Delta P (G_1/G)$. (Obtain specific gravity figure from fluid producer; figure will be higher for fire-resistant fluids than for oil.)

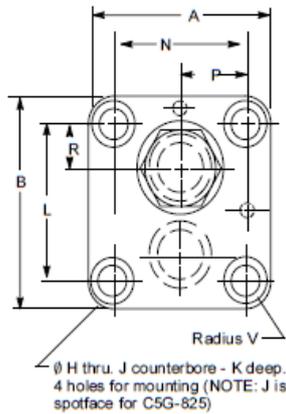
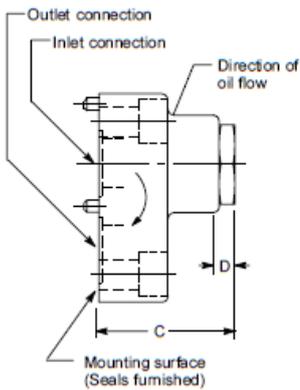
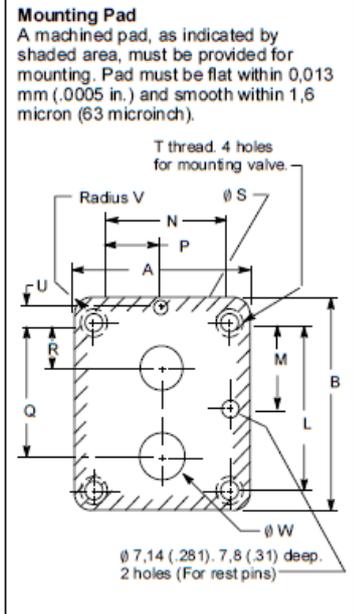
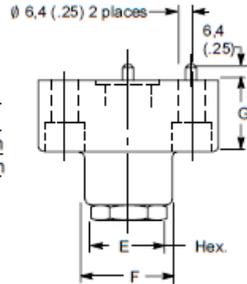
Installation Dimensions – C5G-815 and C5G-825 Series
Millimeters (Inches)

Mounting Bolt Kits
Mounting bolts must be ordered separately.

Valve Series	Bolt Kit	Bolt Thd. x Length
C5G-815	BKCG815-612	.625-11 x 1.75 inch
C5G-825	BKCG10-616	.750-10 x 3.50 inch

Maximum bolt torques are 47 Nm (35 lbf. ft.) and 95 Nm (70 lbf ft.) for .625-11 and .750-10 bolts, respectively.

Mounting bolts, when provided by customer, must be SAE grade 7, or better.



Model Series	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K
C5G-815	96,8 (3.81)	112,8 (4.44)	76,2 (3.00)	11,2 (.44)	41,1 (1.62)	50,8 (2.00)	38,1 (1.50)	16,66 (.656)	25,4 (1.000)	15,7 (.62)
C5G-825	127 (5.00)	127 (5.00)	110,2 (4.34)	10,4 (.41)	47,7 (1.88)	66,5 (2.62)	57,9 (2.28)	19,84 (.781)	30 (1.18)	-

Model Series	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	V	W
C5G-815	81 (3.19)	40,4 (1.59)	65 (2.56)	32,5 (1.28)	68,3 (2.69)	22,3 (.88)	23,01 (.906)	.625-11 UNC-2B	8,6 (.34)	15,7 (.62)	23,01 (.906)
C5G-825	91,9 (3.62)	46 (1.81)	91,9 (3.62)	46 (1.81)	71,4 (2.81)	20,6 (.81)	34,92 (1.375)	.750-10 UNC-2B	9,6 (.38)	17,5 (.69)	28,6 (1.125)

Manómetro Lleno de Glicerina

Elemento: Bourdon de bronce
 Conexión: Bronce
 Caja: Acero inoxidable 304

DE WIT

Modelo 251V y 255V



✓ CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Exactitud:** +/- 2% del total de la escala
- Elemento:** Tubo bourdon de bronce
- Conexión:** Bronce 1/4" N.P.T. inf. o posterior
- Mecanismo:** Bronce
- Caja y Bisel:** Acero inoxidable 304
- Ventana:** Acrílico
- Carátula:** Aluminio fondo blanco, números negros/rojos
- Aguja:** Aluminio esmaltado negro
- Tamaños:** ø 63 mm (2 1/2") ø100 mm (4")
- Rangos:** Doble escala, kg/cm² + psi max. 700 kg/cm²
 En ø100 mm (4") solo hasta 42 kg/cm²

🔧 APLICACIONES

Manómetro lleno de glicerina con caja de acero inoxidable diseñado para ser instalado en ambientes donde existan agentes corrosivos, gran cantidad de polvo, vibración excesiva o la presión de la línea tenga severa pulsación o golpes de ariete causados por cambios bruscos de presión en fluidos corrosivos que no ataquen al bronce, como bombas, prensas, plantas cementeras, etc.

📦 COMO ORDENAR

	Cantidad	Modelo	Tamaño (mm)	Rango	Conexión
Ejem.	30 pzas.	251V	63	70 kg/cm²	inf. 1/4" N.P.T.

PRECAUCIÓN: No use manómetros llenos de glicerina en ninguna aplicación que incluya agentes altamente oxidantes, como cloro, ácido nítrico, peróxido de hidrógeno, etc., porque esta combinación puede causar una explosión.

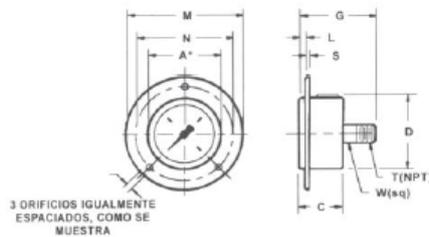
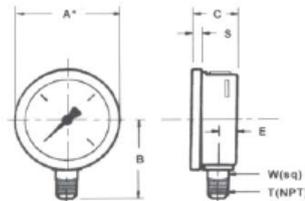
Dimensiones en mm

MODELO	A	B	C	D	E	G	J	L	M	N	S	T
25163	66	57	30	63	12	-	-	-	-	-	7	1/4NPT
25663	66	-	30	63	-	59	3	7	B	74	3	1/4NPT
251100	112	63	33	100	12	-	-	-	-	-	6	1/4NPT
256100	112	-	33	100	-	67	6	9	135	116	1	1/4NPT

RANGOS ESTÁNDAR

PRESIÓN	
Kgf/cm²	Psi
0 - 1	0 - 15
0 - 2	0 - 30
0 - 4	0 - 60
0 - 7	0 - 100
0 - 11	0 - 150
0 - 14	0 - 200
0 - 21	0 - 300
0 - 28	0 - 400
0 - 42	0 - 600
0 - 70	0 - 1000
0 - 105	0 - 1500
0 - 140	0 - 2000
0 - 210	0 - 3000
0 - 280	0 - 4000
0 - 350	0 - 5000
0 - 560	0 - 8000
0 - 700	0 - 10000
VACIO	-76 CmHg-

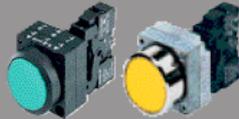
Mod 251 V



Mod 255 V

3 ORIFICIOS IGUALMENTE ESPACIADOS, COMO SE MUESTRA

Unidades completas: pulsadores y luces indicadoras



Pulsadores		Pulsadores iluminados	
con botón plano, equipado con:	equipado con:	con botón plano, equipado con:	equipado con:
● 1NC 3SB3 03-0AA11	● 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA11	● 1NC + BA 9s 3SB3 07-0AA21	● 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA21
● 1NA 3SB3 02-0AA11	● 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA21	● 1NA + BA 9s 3SB3 06-0AA31	● 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA31
● 1NC 3SB3 03-0AA21	● 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA31	● 1NA + BA 9s 3SB3 06-0AA41	● 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA41
● 1NA 3SB3 02-0AA31	● 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA41	● 1NA + BA 9s 3SB3 06-0AA51	● 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA51
● 1NA 3SB3 02-0AA41	● 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA51	○ 1NA + BA 9s 3SB3 06-0AA61	○ 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA61
● 1NA 3SB3 02-0AA51	○ 1NA + 1NC 3SB3 01-0AA61	⊖ 1NA + BA 9s 3SB3 06-0AA71	⊖ 1NA + 1NC + BA9s 3SB3 05-0AA71
○ 1NA 3SB3 02-0AA61			



Pulsadores hongo de DESCONEXIÓN DE EMERGENCIA/PARADA DE EMERGENCIA	Pulsadores hongo con interruptor pulsar-tirar	Perillas	
Con función de esclavamiento positivo según EN 418 (ISO 13850), 40mm de diámetro, contacto con retención, para DESCONEXIÓN DE EMERGENCIA /PARADA DE EMERGENCIA (código de fondo amarillo, 80 mm de diámetro, desclavamiento por giro)	40mm de diámetro, contacto con retención, equipado con:	Interruptor de dos posiciones, contacto con retención, equipado con:	Interruptor de tres posiciones, contacto con retención, equipado con:
● 1NC 3SB3 03-1HR20	● 1NC 3SB3 03-1CA21 ¹⁾	● 1NA 3SB3 02-2KA11 ¹⁾	● 1NA, 1NA 3SB3 10-2DA11 ¹⁾
● 1NA + 1NC 3SB3 01-1HR20	● 1NA + 1NC 3SB3 01-1CA21 ¹⁾	● 1NA + 1NC 3SB3 01-2KA11 ¹⁾	● 1NA + 1NC, 1NA + 1NC 3SB3 08-2DA11 ¹⁾
Desclavamiento por tirón		Perilla para trabajos pesados	Perilla para trabajos pesados
● 1NC 3SB36 03-1TR20		● 1NA 3SB36 02-2PA11	● 1NA, 1NA 3SB3610-2SA11
● 1NA + 1NC 3SB36 01-1TR20		● 1NA + 1NC 3SB36 01-2PA11	● 1NA + 1NC, 1NA + 1NC 3SB3608-2SA11
			Contacto con retorno
			● 1NA, 1NA 3SB3 10-2EA11 ¹⁾
			● 1NA + 1NC, 1NA + 1NC 3SB3 08-2EA11 ¹⁾
			Perilla para trabajos pesados
			● 1NA, 1NA 3SB3610-2TA11
			● 1NA + 1NC, 1NA + 1NC 3SB3608-2TA11

Elementos actuadores con soporte



Pulsador	Pulsador	Pulsador	Pulsador	Pulsador
Con botón plano	Con botón en relieve	Con botón en relieve, contacto con retención	Con anillo frontal en relieve	Con anillo frontal en relieve acanalado
<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-0AA11 ● 3SB3 0-0AA21 ● 3SB3 0-0AA31 ● 3SB3 0-0AA41 ● 3SB3 0-0AA51 ○ 3SB3 0-0AA61 ○ 3SB3 0-0AB51¹⁾ ○ 3SB3 0-0AA71 ● 3SB3 0-0AA81¹⁾ ● 3SB3 0-0AB01¹⁾ Ⓜ 3SB3 0-0AB11¹⁾ ● 3SB3 0-0AB21¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-0BA11¹⁾ ● 3SB3 0-0BA21¹⁾ ● 3SB3 0-0BA31¹⁾ ● 3SB3 0-0BA51¹⁾ ○ 3SB3 0-0BA61¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3000-0CA11 ● 3SB3000-0CA21 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-0AA12 ● 3SB3 0-0AA22 ● 3SB3 0-0AA32²⁾ ● 3SB3 0-0AA42 ● 3SB3 0-0AA52²⁾ ○ 3SB3 0-0AA62 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-0AA13²⁾ ● 3SB3 0-0AA23 ● 3SB3 0-0AA33²⁾ ● 3SB3 0-0AA43²⁾



Pulsador hongo iluminado	Interruptor pulsar- tirar	Interruptor pulsar- tirar	Pulsador Hongo para desconexión de emergencia/parada de emergencia	Pulsador Hongo para desconexión de emergencia/parada de emergencia
(incluye soporte para elementos de encastre)	Contacto con retención	(incluye soporte para elementos de encastre)	Con función de enclavamiento positivo según EN 418 (ISO 13850), contacto con retención, desenclavamiento por giro	Con función de enclavamiento positivo según EN 418 (ISO 13850), contacto con retención, desenclavamiento por tirón
diámetro 30 mm	diámetro 30 mm	diámetro 30 mm	diámetro 32 mm	diámetro 40 mm
<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 1-1DA31¹⁾ ● 3SB3 1-1DA41¹⁾ ○ 3SB3 1-1DA61¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-1EA11¹⁾ ● 3SB3 0-1EA21¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 1-1EA21¹⁾ ● 3SB3 1-1EA31¹⁾ ● 3SB3 1-1EA41¹⁾ ● 3SB3 1-1EA51¹⁾ Ⓜ 3SB3 1-1EA71¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-1FA20¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-1TA20¹⁾
diámetro 40 mm	diámetro 40 mm	diámetro 40 mm	diámetro 40 mm	diámetro 60 mm
<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 1-1GA31¹⁾ ● 3SB3 1-1GA41¹⁾ ○ 3SB3 1-1GA61¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-1CA11¹⁾ ● 3SB3 0-1CA21¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 1-1CA21¹⁾ ● 3SB3 1-1CA31¹⁾ ● 3SB3 1-1CA41¹⁾ ● 3SB3 1-1CA51¹⁾ Ⓜ 3SB3 1-1CA71¹⁾ 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB3 0-1HA20 ● 3SB3 0-1AA20¹⁾ 	
diámetro 60 mm	diámetro 60 mm	diámetro 60 mm		
<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB35 01-1QA31 ● 3SB35 01-1QA41 ○ 3SB35 01-1QA61 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB35 00-1RA11 ● 3SB35 00-1RA21 	<ul style="list-style-type: none"> ● 3SB35 01-1RA21 ● 3SB35 01-1RA31 ● 3SB35 01-1RA41 ● 3SB35 01-1RA51 Ⓜ 3SB35 01-1RA71 		

Elementos actuadores e indicadores con soporte

Redondo, plástico moldeado 3SB3 ...-.....
 Redondo, metal 3SB3 ...-.....
 Cuadrado, plástico moldeado 3SB3 ...-.....

Cerradura RONIS	Cerradura CES	Cerradura IKON	Cerradura BKS	Cerradura OMR
Plana, Cerradura No. SB30 ¹⁾	Cerradura No. SSG10 ²⁾	Cerradura No. 360012K1	Cerradura No. S1 ³⁾	Azul claro, Cerradura No. 73038 ³⁾
 0+I 3SB3  0-4AD11 0 3SB3  0-4AD01 I 3SB3  0-4AD21	 0+I 3SB3  0-4LD11 0 3SB3  0-4LD01 I 3SB3  0-4LD21	 0+I 3SB3  0-5LD11 0 3SB3  0-5LD01	 0+I 3SB3  0-5AD11 0 3SB3  0-5AD01 I 3SB3  0-5AD21	 0+I 3SB3  0-3AG11 0 3SB3  0-3AG01 I 3SB3  0-3AG21 ¹⁾
 0 3SB3  0-4BD01	 0 3SB3  0-4MD01	 0 3SB3  0-5MD01	 0 3SB3  0-5BD01	 0 3SB3  0-3BG01
 3 I+O+II 3SB3  0-4DD11 0 3SB3  0-4DD01	 3 I+O+II 3SB3  0-4PD11 0 3SB3  0-4PD01 I+II 3SB3  0-4PD41 ¹⁾ I 3SB3  0-4PD21 ¹⁾ II 3SB3  0-4PD31 ¹⁾	 3 I+O+II 3SB3  0-5PD11 ¹⁾ 0 3SB3  0-5PD01 ¹⁾ I+II 3SB3  0-5PD41 ²⁾	 3 I+O+II 3SB3  0-5DD11 0 3SB3  0-5DD01 ¹⁾ I+II 3SB3  0-5DD41 ²⁾ I 3SB3  0-5DD21 ¹⁾ II 3SB3  0-5DD31	 3 I+O+II 3SB3  0-3DG11 0 3SB3  0-3DG01 ¹⁾ I+II 3SB3  0-3DG41 ²⁾
 0 3SB3  0-4ED01	 0 3SB3  0-4QD01	 0 3SB3  0-5QD01	 0 3SB3  0-5ED01 ¹⁾	 0 3SB3  0-3EG01 ¹⁾

Cerradura OMR	Cerradura OMR	Cerradura OMR	Luz indicadora	Luz indicadora
Rojo, Cerradura No. 73037 ³⁾	Negro, Cerradura No. 73034	Amarillo, Cerradura No. 73033	Suave	Con argollas concéntricas
 0+I 3SB3  0-3AH11 0 3SB3  0-3AH01 I 3SB3  0-3AH21 ¹⁾	 0+I 3SB3  0-3AJ11 0 3SB3  0-3AJ01 I 3SB3  0-3AJ21	 0+I 3SB3  0-3AK11 0 3SB3  0-3AK01 I 3SB3  0-3AK21 ¹⁾²⁾	● 3SB3  1-6AA20 ● 3SB3  1-6AA30 ● 3SB3  1-6AA40 ● 3SB3  1-6AA50 ● 3SB3  1-6AA60 ● 3SB3  1-6AA70	● 3SB3  1-6BA20 ¹⁾ ● 3SB3  1-6BA30 ¹⁾ ● 3SB3  1-6BA40 ¹⁾ ● 3SB3  1-6BA50 ¹⁾ ● 3SB3  1-6BA60 ¹⁾ ● 3SB3  1-6BA70 ¹⁾
 0 3SB3  0-3BH01	 0 3SB3  0-3BJ01	 0 3SB3  0-3BK01		
 3 I+O+II 3SB3  0-3DH11 ¹⁾ 0 3SB3  0-3DH01 I+II 3SB3  0-3DH41 ²⁾	 3 I+O+II 3SB3  0-3DJ11 0 3SB3  0-3DJ01 I+II 3SB3  0-3DJ41 ²⁾	 3 I+O+II 3SB3  0-3DK11 ¹⁾ 0 3SB3  0-3DK01 ¹⁾ I+II 3SB3  0-3DK41 ²⁾		
 0 3SB3  0-3EH01 ¹⁾	 0 3SB3  0-3EJ01 ¹⁾	 0 3SB3  0-3EK01 ¹⁾		

Anunciador acústico, IP40	Unidad de pulsadores dobles	Unidad de pulsadores dobles	Unidad de pulsadores dobles	Unidad de pulsadores dobles
Con transductor acústico 24 V DC	Con botones planos, grado de protección IP65	Con luz indicadora, botones planos, grado de protección IP65, transformador para 3 elementos	Con un botón plano y uno en relieve, grado de protección IP65	Con luz indicadora, un botón plano y uno en relieve, grado de protección IP65, soporte para 3 elementos
3SB30 00-7AA10	● 3SB31 00-8AC21 ○ 3SB31 00-8AC31	● 3SB31 01-8BC21 ○ 3SB31 01-8BC31	● 3SB31 00-8CC21 ○ 3SB31 00-8CC31	● 3SB31 01-8DC21 ○ 3SB31 01-8DC31

¹⁾ Esta versión no está disponible en diseño cuadrado.
²⁾ Esta versión no está disponible en diseño redondo de plástico moldeado.
³⁾ Extracción de llave con posición.



Interruptor de 2 posiciones con retorno, ángulo operativo de 50°



Interruptor de 2 posiciones con retorno, ángulo operativo de 50°



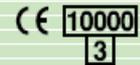
Interruptor de 3 posiciones con retorno, 2 ángulos operativos de 50°



Interruptor de 3 posiciones con retorno, 2 ángulos operativos de 50°

Miniature circuit breakers

DIN rail mounting



High rupturing capacity

BKN-b type



BKN-b 2P

**Certificate
CE**

Patent protection

Technical data

Standard	Confirming to IEC60898	
Approval	CCC†, KEMA CB, SABS, SEMKO CB, UL 1077†	
Protection	Against overload and short circuit	
Rated current In	1, 2, 3, 4, 6, 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63A	
Rated voltage	1pole 230/400VAC 50/60Hz 2, 3, 4pole 400VAC 50/60Hz	
Ambient temperature	-5°C to +40°C pursuant to IEC60898	
Breaking capacity	10kA	
Characteristic	B, C, D curve	
Number of poles	1P, 1P+N, 2P, 3P, 3P+N and 4P	
Type of trip	Thermal-magnetic release	
Type of terminal	Lug type	
Terminal capacity	Cables up to 25mm ²	
Installation	Mounting on 35mm DIN rail	
Width	17.8mm per pole	
Electrical endurance		
In	1 ... 32A	40 ... 63A
Endurance	8000 cycles	8000 cycles
Max. frequency (Cycles/hour)	240	120

Influence of ambient temperature on nominal currents

Nominal current of MCB (A)	Internally resistance (mohm)	Power loss (W)	Max. impedance of impedance loop (Ohm)			Thermal correction of nominal currents				
			Character			Ambient temperature				
			B	C	D	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
1	1215.69	1.24	46.20	25.70	14.40	1.05	1	0.95	0.90	0.85
2	343.28	1.38	21.60	12.02	6.73	2.08	2	1.92	1.84	1.74
3	128.09	1.15	16.90	9.40	5.26	3.18	3	2.82	2.61	2.37
4	105.53	1.68	10.68	5.94	3.33	4.24	4	3.76	3.52	3.24
6	29.22	1.08	7.14	3.97	2.22	6.24	6	5.76	5.52	5.30
10	14.49	1.55	3.87	2.15	1.21	10.60	10	9.30	8.60	7.80
16	10.00	2.56	2.24	1.25	0.70	16.80	16	15.20	14.20	13.30
20	8.02	3.32	1.55	0.86	0.48	21.00	20	19.00	17.80	16.80
25	3.11	2.00	2.43	1.35	0.76	26.20	25	23.70	22.20	20.70
32	3.05	3.17	1.27	0.71	0.40	33.50	32	30.40	28.40	27.50
40	2.16	3.40	0.60	0.33	0.19	42.00	40	38.00	35.60	33.20
50	1.65	4.20	0.71	0.39	0.22	52.50	50	47.40	44.00	40.50
63	1.68	6.30	0.47	0.32	0.15	66.20	63	58.00	54.20	49.20

Isolator, BKD type



Certificate
CE

Technical data

Number of poles	1, 2, 3, 4pole	
Standard	IEC 60947-3	
Rated currents	40, 50, 63, 80, 100, 125A	
Rated voltages	240/415VAC	
Electrical endurance	63A	20000 cycles
	80, 100, 125A	10000 cycles
Type of terminal	Tunnel type	
Terminal capacity	Cables up to 50mm ²	
Installation	Mounting on 35mm DINrail	
Width	17,5mm per pole	

Catalog No.

Pole	In	Model	Catalog No.	Pack. unit (Pcs.)
1P	40A	BKD-40-1	06110112R0	120
	50A	BKD-50-1	06110113R0	120
	63A	BKD-63-1	06110083R0	120
	80A	BKD-80-1	06110084R0	120
	100A	BKD-100-1	06110085R0	120
	125A	BKD-125-1	06110114R0	120

Pole	In	Model	Catalog No.	Pack. unit (Pcs.)
2P	40A	BKD-40-2	06120304R0	60
	50A	BKD-50-2	06120305R0	60
	63A	BKD-63-2	06120247R0	60
	80A	BKD-80-2	06120248R0	60
	100A	BKD-100-2	06120249R0	60
	125A	BKD-125-2	06120306R0	60

Pole	In	Model	Catalog No.	Pack. unit (Pcs.)
3P	40A	BKD-40-3	06130092R0	40
	50A	BKD-50-3	06130093R0	40
	63A	BKD-63-3	06130063R0	40
	80A	BKD-80-3	06130064R0	40
	100A	BKD-100-3	06130065R0	40
	125A	BKD-125-3	06130094R0	40

Pole	In	Model	Catalog No.	Pack. unit (Pcs.)
4P	40A	BKD-40-4	06140185R0	30
	50A	BKD-50-4	06140186R0	30
	63A	BKD-63-4	06140130R0	30
	80A	BKD-80-4	06140131R0	30
	100A	BKD-100-4	06140132R0	30
	125A	BKD-125-4	06140187R0	30

Residential breakers

60mm depth twin breakers, ABS-Fb & EBS-Fb type



Technical data

	MCCB			RCCB		
	ABS-Fb			EBS-Fb		
Type	ABS-Fb			EBS-Fb		
Protection	overload short circuit			overload short circuit ground fault		
Rated current In	3 ... 30A	5 ... 50A	60 ... 100A	3 ... 30A	5 ... 50A	60 ... 100A
Rated voltage	AC 460V			AC 100-220V		
Rated residual current, I _{Δn}	Not applicable			30mA	30mA	30, 100mA
Breaking capacity, I _{cu}	AC 460V	2.5kA	2.5kA	5kA	-	-
	AC 380V	2.5kA	2.5kA	5kA	2.5kA	2.5kA
	AC 220V	5kA	5kA	10kA	5kA	5kA
	AC 100/110V	5kA	5kA	10kA	5kA	5kA
Residual non-operating current	Not applicable			0.5 x I _{Δn}		
Residual current off-time at I _{Δn}	Not applicable			≤0.03 sec to I _{Δn} =30mA		
				≤0.1 sec to I _{Δn} =100mA		
Type of trip unit	Hydraulic-magnetic			Hydraulic-magnetic for overcurrent pick-up Electronic for earth leakage pick-up		
Number of poles	2, 3pole					
Connection	Front					
Mounting	Bolt on or DIN rail					
Type of terminal	Clamp					

**CONTACTORES
MAGNÉTICOS**

 LG Industrial Systems



	GMC 18 ⁽¹⁾		GMC 22 ⁽¹⁾		GMC 32 ⁽¹⁾		GMC 50 ⁽¹⁾		GMC 65 ⁽¹⁾		GMC 85 ⁽¹⁾		GMC 100 ⁽²⁾	
Modelo	GMC 18 ⁽¹⁾		GMC 22 ⁽¹⁾		GMC 32 ⁽¹⁾		GMC 50 ⁽¹⁾		GMC 65 ⁽¹⁾		GMC 85 ⁽¹⁾		GMC 100 ⁽²⁾	
Características generales.*														
Amperes en AC1 IEC-60947	25 A	32 A	50 A	50 A	50 A	50 A	100 A	100 A	135 A	150 A	150 A	150 A	150 A	150 A
kW y amperes en AC3 200-240 V bajo norma IEC-60947	4.5kW 18A	5.5kW 22A	7.5kW 32A	7.5kW 32A	7.5kW 32A	18.5kW 65A	18.5kW 65A	25kW 85A	25kW 85A	30kW 105A	30kW 105A	30kW 105A	30kW 105A	30kW 105A
kW y amperes en AC3 380-440 V bajo norma IEC-60947	7.5kW 18A	11kW 22A	15kW 32A	15kW 32A	15kW 32A	30kW 65A	30kW 65A	45kW 85A	45kW 85A	55kW 105A	55kW 105A	55kW 105A	55kW 105A	55kW 105A
kW y amperes en AC3 500-550 V bajo norma IEC-60947	7.5kW 13A	15kW 22A	18.5kW 28A	18.5kW 28A	18.5kW 28A	33kW 60A	33kW 60A	45kW 75A	45kW 75A	55kW 85A	55kW 85A	55kW 85A	55kW 85A	55kW 85A
HP's a 230 Volts bajo norma UL 508	5 HP	7.5 HP	10 HP	10 HP	10 HP	20 HP	20 HP	30 HP	30 HP	30 HP	30 HP	30 HP	30 HP	30 HP
HP's a 460 Volts bajo norma UL 508	10 HP	10 HP	20 HP	20 HP	20 HP	40 HP	40 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP
HP's a 575 Volts bajo norma UL 508	15 HP	15 HP	20 HP	20 HP	20 HP	40 HP	40 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP	50 HP
No. de operaciones eléctricas (x 10,000 operaciones)	250	250	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
No. de operaciones mecánicas (x 10,000 operaciones)	2500	2500	1500	1500	1500	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Dimensiones exteriores en mm (frente x alto x fondo)	44 x 80 x 86.8	44 x 80 x 86.8	68 x 82 x 94.6	68 x 82 x 94.6	68 x 82 x 94.6	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	94 x 123.5 x 117.4	100x157.4x 146.5
Modelo del relevador de sobrecarga adecuado.	GTK-22	GTK-22	GTK-40	GTK-40	GTK-40	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-85	GTK-100

	GMC 125 ⁽²⁾		GMC 150 ⁽²⁾		GMC 180 ⁽²⁾		GMC 220 ⁽²⁾		GMC 300 ⁽²⁾		GMC 400 ⁽²⁾		GMC 600 ⁽²⁾	
Modelo	GMC 125 ⁽²⁾		GMC 150 ⁽²⁾		GMC 180 ⁽²⁾		GMC 220 ⁽²⁾		GMC 300 ⁽²⁾		GMC 400 ⁽²⁾		GMC 600 ⁽²⁾	
Características generales.*														
Amperes en AC1 IEC-60947	150 A	200 A	230 A	260 A	350 A	350 A	420 A	420 A	420 A	420 A	420 A	420 A	420 A	660 A
kW y amperes en AC3 200-240 V bajo norma IEC-60947	37kW 125A	45kW 150A	55kW 180A	75kW 250A	90kW 300A	90kW 300A	125kW 400A	125kW 400A	125kW 400A	125kW 400A	125kW 400A	125kW 400A	125kW 400A	190kW 630A
kW y amperes en AC3 380-440 V bajo norma IEC-60947	60kW 120A	75kW 150A	90kW 180A	132kW 250A	160kW 300A	160kW 300A	220kW 400A	220kW 400A	220kW 400A	220kW 400A	220kW 400A	220kW 400A	220kW 400A	330kW 630A
kW y amperes en AC3 500-550 V bajo norma IEC-60947	60kW 90A	90kW 140A	110kW 180A	132kW 200A	160kW 250A	160kW 250A	225kW 350A	225kW 350A	225kW 350A	225kW 350A	225kW 350A	225kW 350A	225kW 350A	330kW 500A
HP's a 230 Volts bajo norma UL 508	40 HP	50 HP	60 HP	75 HP	100 HP	100 HP	150 HP	150 HP	150 HP	150 HP	150 HP	150 HP	150 HP	200 HP
HP's a 460 Volts bajo norma UL 508	75 HP	100 HP	125 HP	150 HP	200 HP	200 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	400 HP
HP's a 575 Volts bajo norma UL 508	75 HP	100 HP	125 HP	150 HP	200 HP	200 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	300 HP	400 HP
No. de operaciones eléctricas (x 10,000 operaciones)	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	50
No. de operaciones mecánicas (x 10,000 operaciones)	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
Dimensiones exteriores en mm (frente x alto x fondo)	100x157.4x 146.5	120 x 166 x 157	138 x 203 x 181	138 x 203 x 181	138 x 203 x 181	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	163 x 243 x 198	285 x 290 x 242
Modelo del relevador de sobrecarga adecuado.	GTK-100	GTK-150	GTK-220	GTK-220	GTK-220	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-400	GTK-600

* Sujetas a cambio sin previo aviso.

> TFN

Conductor de cobre para 600V, aislado con policloruro de vinilo (PVC) 90°C, y chaqueta de poliamida (nylon), resistente a la humedad, calor elevado, aceite y gasolina.



> APLICACIONES

Los conductores de cobre tipo TFN son utilizados para circuitos de control en tableros eléctricos para edificaciones industriales, comerciales y residenciales, y como conductores para cableado de máquinas herramientas y de electrodomésticos, además son especialmente aptos para usarse en zonas contaminadas con aceites, grasas, gasolinas, etc. y otras sustancias químicas corrosivas como pinturas, solventes, etc., tal como se especifica en el National Electrical Code. Este tipo de conductor puede ser usado en lugares secos con temperatura máxima de operación de 90 °C. En cuanto a su tensión de servicio, para todas las aplicaciones, es de 600 V.

> ESPECIFICACIONES

Los conductores de cobre tipo TFN fabricados por ELECTROCABLES C.A., cumplen con las siguientes especificaciones y normas:

- ASTM B-3: Alambres de cobre recocido o suave.
- ASTM B-8: Conductores trenzados de Cobre en capas concéntricas.
- ASTM B-787: Conductores trenzados de Cobre de 19 hilos, formación Unilay para ser aislados posteriormente.
- UL - 62: Cordas flexibles y alambres, para uso eléctrico.

Además de todos los requerimientos del National Electrical Code.

> CONSTRUCCIÓN

Los conductores tipo TFN son cableados y están contruidos con cobre de temple suave, están además aislados con una capa uniforme de material termoplástico Policloruro de Vinilo (PVC) resistente a la humedad y al calor, sobre la cual se aplica una cubierta protectora de Nylon o poliamida. Pueden ser suministrados en colores variados y con distintas formas de embalaje.

> THHW

Conductor de cobre para 600V, aislado con policloruro de vinilo (PVC) 90°C, resistente a la humedad y calor elevado.



> APLICACIONES

Los conductores de cobre tipo THHW son utilizados para circuitos de fuerza y alumbrado en edificaciones industriales, comerciales y residenciales donde se requiera de alta seguridad, tal como se especifica en el National Electrical Code. Este tipo de conductor puede ser usado en lugares secos y húmedos, su temperatura máxima de operación es de 90°C y su tensión de servicio para todas las aplicaciones es 600 V.

> ESPECIFICACIONES

Los conductores de cobre tipo THHW fabricados por ELECTROCABLES C.A., cumplen con las siguientes especificaciones y normas:

ASTM B-3:	Alambres de cobre recocido o suave.
ASTM B-8:	Conductores trenzados de cobre en capas concéntricas.
ASTM B-787:	Conductores trenzados de cobre de 19 hilos, formación unilay para ser aislados posteriormente.
UL - 83:	Alambres y cables aislados con material termoplástico.
NEMA WC-70: (ICEA S-95-658)	Cables de potencia no apartallados para 2000 V. o menos para transmisión y distribución de energía eléctrica.

Además de todos los requerimientos del National Electrical Code.

> CONSTRUCCIÓN

Los conductores tipo THHW pueden ser sólidos o cableados y están contruídos con cobre de temple suave, están además aislados con una capa uniforme de material termoplástico policloruro de vinilo (PVC) resistente a la humedad y al calor elevado. Pueden ser suministrados en colores variados según su calibre y con distintas formas de embalaje.

> TFN

> TFN

CONDUCTOR			Espesor de Aislamiento (mm)	Espesor de Chaqueta (mm)	Diámetro Externo Aprox. (mm)	Peso total kg / km	Capacidad de Corriente (Amp.)
CALIBRE (AWG o kcmil)	Sección Transversal (mm ²)	No. Hilos					
18	0,823	1	0,38	0,1	1,98	10,23	7
18	0,823	7	0,38	0,1	2,13	10,66	7
16	1,31	1	0,38	0,1	2,25	15,12	10
16	1,31	19	0,38	0,1	2,46	15,77	10

> THHW

CONDUCTOR			Espesor de Aislamiento (mm)	Diámetro Externo Aprox. (mm)	Peso total kg / km	Capacidad de Corriente (Amp)**
CALIBRE (AWG o kcmil)	Sección Transversal (mm ²)	No. Hilos				
FORMACIÓN SÓLIDO						
14	2,08	1	0,76	3,15	25,91	25
12	3,31	1	0,76	3,57	38,15	30
10	5,261	1	0,76	4,11	57,17	40
8	8,367	1	1,14	5,544	94,89	55
FORMACIÓN UNILAY						
14	2,08	19	0,76	3,35	27,13	25
12	3,31	19	0,76	3,793	39,77	30
10	5,261	19	0,76	4,389	59,51	40
8	8,367	19	1,14	5,896	98,88	55
6	13,3	19	1,52	7,602	159,74	75
4	21,15	19	1,52	8,793	239,13	95
2	33,62	19	1,52	10,293	362,80	130
1	42,4	19	2,03	12,207	473,25	150
1/0	53,49	19	2,03	13,21	583,27	170
2/0	67,44	19	2,03	14,33	720,49	195
3/0	85,02	19	2,03	15,594	892,21	225
4/0	107,2	19	2,03	17,014	1107,41	260
FORMACIÓN CABLEADO CONCÉNTRICO						
250	126,7	37	2,41	19,45	1325,14	290
300	152	37	2,41	20,85	1570,05	320
350	177	37	2,41	22,11	1810,81	350
400	203	37	2,41	23,321	2060,20	380
500	253	37	2,41	25,477	2538,18	430
600	304	61	2,79	28,251	3054,55	475
750	380	61	2,79	30,924	3776,11	535
1000	507	61	2,79	34,857	4975,81	615

**La capacidad máxima de corriente, para no más de 3 conductores en tensión en ducto, cable o tierra (directamente enterrados), para temperatura ambiente de 30°C. Ref NEC (Tabla 310.16)

Codificación



C3 A 3 0 D P X 230 A

MODELOS DE RELÉS

- C2 - MR-C, Universal de 8 patillas redondas
- C3 - MR-C, Universal de 11 patillas redondas
- C4 - MR-C, 4 contactos 10 A
- C5 - MR-C, 3 contactos 16 A
- C7 - QR-C, miniaura 2 contactos 10 A
- C9 - QR-C, miniaura 4 contactos 5 A
- C10 - IR-C, Interface 1 contacto 10 A**
- C12 - IR-C, Interface 2 contactos 5 A
- CSS - IR-C, Estado sólido

TIPOS

- A - Estándar, contactos inversores**
- T - Contactos bifurcados
- H - 1 contacto estándar y 1 contacto bifurcado (sólo C7)
- S - Sensible, bobina 250 mW
- E - Sensible, bobina 500 mW
- N - Sensible, bobina 800 mW
- G - Contactos abiertos
- W - Dos contactos en paralelo, 1 Ag + W
- X - Contactos de doble ruptura
- M - Doble ruptura, soplado magnético
- R - Remanenda (bistable)

NÚMERO DE CONTACTOS

- 1** 2, 3 ó 4

TIPO DE CORRIENTE

- A - Alterna 50/60 Hz
- S - Alterna 60 Hz
- D - Continua

VOLTAJE (3 dígitos)

INDICACIÓN LUMINOSA

- X - (LED)**

EJECUCIONES ESPECIALES

- P - Patilla para circuito impreso (sólo MRC y QRC)
- E - Caja con orejas para fijación en panel (sólo C7 y C10)

CIRCUITOS CONECTADOS A LA BOBINA

- D - Diodo de paso libre
- F - Diodos de paso libre y de polaridad
- K - Diodo de paso libre > 60 V, con protección 4 KV (sólo MRC)
- W - Diodo de paso libre y de polaridad > 60 V con protección 4 KV (sólo MRC)
- B - Puente rectificador para operaciones CA / CC (máx. 60 V)
- R - Supresor RC para CA (sólo MRC e IRC)

MATERIALES DE CONTACTO

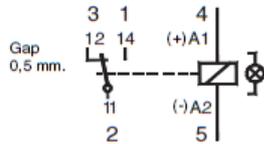
- 0 - Contacto estándar AgNi (excepto en C9)**
- 3 - Contacto dorado 3µ Au
- 4 - Contacto para relés sensible, flash de 0,2µ Au
- 5 - Contacto de Ag SnO₂
- 8 - Contacto dorado con 10µ Au
- 9 - Contacto dorado, flash de 0,2µ Au

BAJA SEÑAL - C9 y relés con contactos bñidos

- 1 - Contacto con flash de 0,2µ Au (estándar en C9)
- 2 - Contacto dorado con flash de 10µ Au

IRC

1 polo, contacto inversor



C10-A10

Un contacto inversor

10A 250V AC1 0,5A 110V DC1
10A 30V DC1 0,2A 220V DC1
13A 250V AC1

Tipos estándar

CA 50 Hz, (60 Hz): 24, 48, 115, (120), 230, (240)

X = LED (estándar)	C10-A10 Vca
Supresor RC	C10-A10X Vca
CC 12, 24, 48, 110	C10-A10R Vca
	C10-A10 Vcc
X = LED, sin polaridad (estándar)	C10-A10X Vcc

Opciones (bobinas CC)

Diodos de paso y polaridad	C10-A10FX Vcc
CA/CC rectificador (24 y 48V)	C10-A10BX Vcc

Relés compatibles con bases S10, S10-M y S10-P

Contactos

Materiales: Estándar, código 0	AgNi
Opción, código 8	AgNi + 10µ Au
Intensidad máxima	10A
Sobrecarga instantánea (20 ms.)	30A
Tensión máxima	250 V
Carga máxima en CA (Tabla 1)	2,5 KVA
Carga máxima en CC	ver Tabla 2
Corriente mínima recomendada	10 mA / 10 V

Bobinas (Ohms ± 10% @ 20°C)

Voltaje de operación	≤ 0,8 x Un
Voltaje de apertura	≥ 0,1 x Un
Potencia nominal	1,1 VA(CA) / 0,7 W(CC)

Vca	Ω	mA	Vcc	Ω	mA
24	290	45	12	224	53
48	1.200	23	24	742	32
115	7.300	9,5	48	3.500	13,7
230	28.800	4,7	110	19.900	5,5

Aislamiento

Rigidez dieléctrica, (Vrms / 1 min.)	
Contacto abierto	1.000 V
Entre contactos y bobina	5 KV
Resistencia de aislamiento a 500V	≥ 3GΩ
Aislamiento según IEC 61810-1	4 KV / 3

Especificaciones

Tiempo de operación + rebote	10 ms.
Tiempo de apertura + rebote	8 ms.
Temperatura ambiente	-40°C (sin hielo) ... +70°C
Vida mecánica, ops.	10 Mill. en CA y 20 Mill. en CC
Vida eléctrica a carga nominal	≥ 100.000 ops.
Frecuencia de operación a carga nominal	1.200 / hora
Grado de protección	IP40 / RT1
Peso aproximado	21 gr.

Tabla 1 Vida eléctrica, ops. x 10⁶

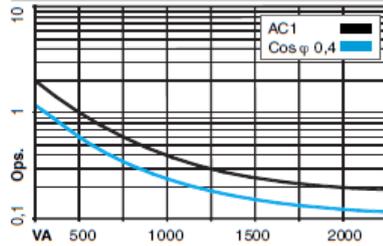
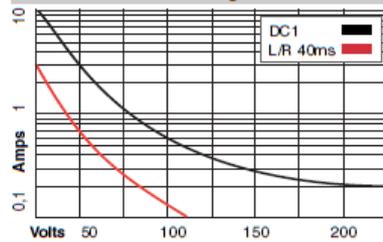
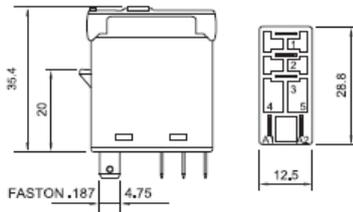


Tabla 2 Carga máxima en CC



Dimensiones mm.



IEC 61810 EN 60947

IRC

1 polo, un nivel para C10 y CSS



S10

Base para relés IRC C10 y CSS de un polo inversor.

Rail DIN o montaje en panel

Base I/O de bornas "en línea" para relés C10A, C10G, C10T, y CSS

Especificaciones

Carga nominal	10A/ 250 V
Aislamiento: Rigidez dieléctrica, (Vrms / 1 min.)	
Entre contactos y bobina	5 KV
Entre todos los terminales y rail DIN	5 KV
Máxima fuerza de apriete en bornas	1,2 Nm
Capacidad de cable multihebras	22-14 AWG
Capacidad de hilo sólido o punteras	4mm ² ó 2x225mm ²
Peso aproximado	28 g
Clip de sujeción integrado	
Etiqueta de identificación	

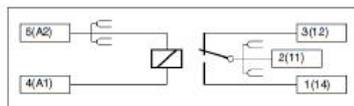
Otros Aspectos

Terminales de latón duro estañado
 Tornillos zincados
 Clip integrado . Permite retirar la etiqueta

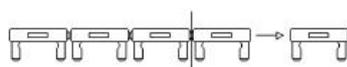
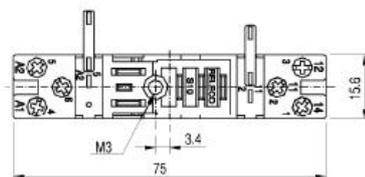
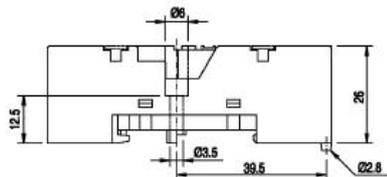
Accesorios

Puente de bobina (S10-BB)
 Clip integrado
 Montaje en rail DIN
 Corriente máxima a través del puente: 10A
 Corriente máxima de entrada al cable común: 20A

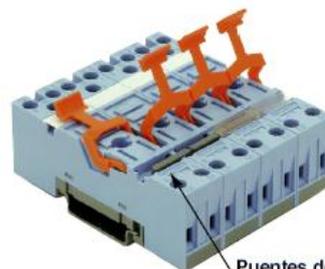
Diagrama de conexión



Dimensiones m.m.



Puentes enchufables para bobinas (S10-BB)

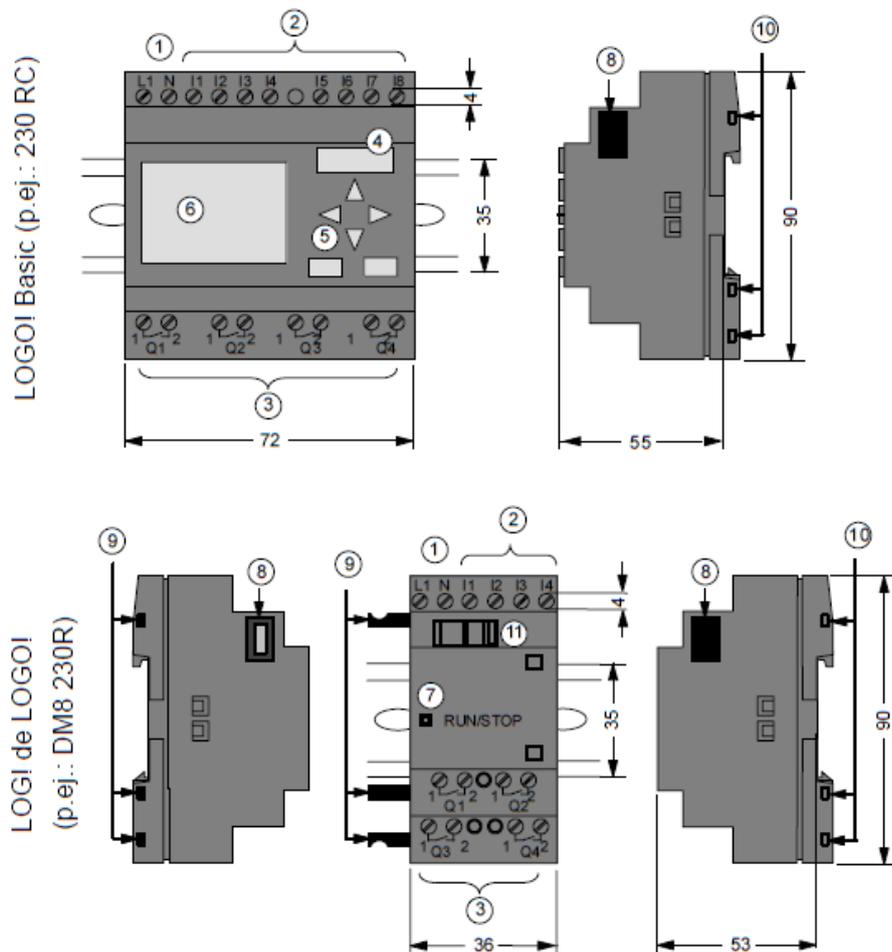


Puentes de bobina



¿Qué es LOGO!?

Estructura de LOGO!



- | | | |
|------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| ① Alimentación de tensión | ⑤ Panel de mando (no en RCo) | ⑧ Interfaz de ampliación |
| ② Entradas | ⑥ Pantalla LCD (no en RCo) | ⑨ Codificación mecánica – clavija |
| ③ Salidas | ⑦ Indicador de estado RUN/STOP | ⑩ Codificación mecánica – hembrillas |
| ④ Receptáculo para módulo con tapa | | ⑪ Guía deslizante |

Datos técnicos
**A.2 Datos técnicos: LOGO! 230... y
LOGO! DM8 230R**

	LOGO! 230RC LOGO! 230RC _o	LOGO! DM8 230R
Fuente de alimentación		
Tensión de entrada	115...240 V CA/CC	115...240 V CA/CC
Margen admisible	85 ... 265 V CA 100 ... 253 V CC	85 ... 253 V CA 85 ... 253 V CC
Frecuencia de red admisible	47 ... 63 Hz	47 ... 63 Hz
Consumo de corriente		
• 115 V c.a.	10 ... 40 mA	10 ... 30 mA
• 240 V CA	10 ... 25 mA	10 ... 20 mA
• 115 V CC	5 ... 25 mA	5 ... 15 mA
• 240 V CC	5 ... 15 mA	5 ... 10 mA
Compensación de fallos de tensión		
• 115 V CA/CC	típ. 10 ms	típ. 10 ms
• 240 V CA/CC	típ. 20 ms	típ. 20 ms
Potencia disipada en caso de		
• 115 V c.a.	1,1 ... 4,6 W	1,1 ... 3,5 W
• 240 V CA	2,4 ... 6,0 W	2,4 ... 4,8 W
• 115 V CC	0,5 ... 2,9 W	0,5 ... 1,8 W
• 240 V CC	1,2 ... 3,6 W	1,2 ... 2,4 W
Respaldo del reloj a 25 °C	típ. 80 h	
Precisión del reloj de tiempo real	máx. 2s / día	
Entradas digitales		
Cantidad	8	4
Separación galvánica	no	no

Datos técnicos

	LOGO! 230RC LOGO! 230RC _o	LOGO! DM8 230R
Tensión de entrada L1		
<ul style="list-style-type: none"> • señal 0 • señal 1 • señal 0 • señal 1 	<40 V c.a. >79 V c.a. < 30 V CC > 79 V CC	<40 V c.a. >79 V c.a. < 30 V CC > 79 V CC
Intensidad de entrada para		
<ul style="list-style-type: none"> • señal 0 • señal 1 	<0,03 mA >0,08 mA	<0,03 mA >0,08 mA
Tiempo de retardo para		
<ul style="list-style-type: none"> • cambio de 0 a 1 • cambio de 1 a 0 	tip. 50 ms tip. 50 ms	tip. 50 ms tip. 50 ms
Longitud del conductor (sin blindaje)	100 m	100 m
Salidas digitales		
Cantidad	4	4
Tipo de las salidas	Salidas a relé	Salidas a relé
Separación galvánica	sí	sí
En grupos de	1	1
Activación de una entrada digital	sí	sí
Corriente constante I_{th}	máx. 10 A por relé	máx. 5 A por relé
Carga de lámparas incandescentes (25.000 maniobras) en caso de		
230/240 V CA	1.000 W	1.000 W
115/120 V CA	500 W	500 W
Tubos fluorescentes con dispositivo previo electr. (25.000 histéresis)	10 x 58 W (para 230/240 V c.a.)	10 x 58 W (para 230/240 V c.a.)

Datos técnicos

	LOGO! 230RC LOGO! 230RC _o	LOGO! DM8 230R
Tubos fluorescentes compensados convencionalmente (25.000 maniobras)	1 x 58 W (para 230/240 V c.a.)	1 x 58 W (para 230/240 V c.a.)
Tubos fluorescentes no compensados (25.000 maniobras)	10 x 58 W (para 230/240 V c.a.)	10 x 58 W (para 230/240 V c.a.)
Resistencia a cortocircuitos cos 1	Contactador potencia B16 600 A	Contactador potencia B16 600 A
Resistencia a cortocircuitos cos 0,5 a 0,7	Contactador potencia B16 900 A	Contactador potencia B16 900 A
Derating	Ninguno; en todo el margen de temperatura	Ninguno; en todo el margen de temperatura
Conexión de las salidas en paralelo para aumentar la potencia	no admisible	no admisible
Protección de un relé de salida (si se desea)	máx. 16 A, característica B16	máx. 16 A, característica B16
Frecuencia de conmutación		
Mecánica	10 Hz	10 Hz
Carga óhmica/carga de lámparas	2 Hz	2 Hz
Carga inductiva	0,5 Hz	0,5 Hz

ANEXO B

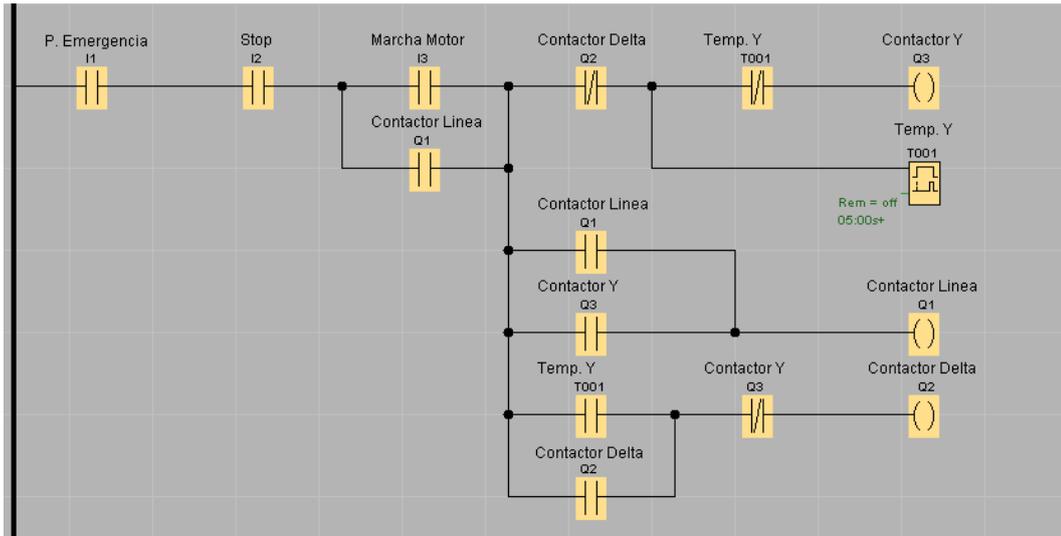
PLANOS CONSTRUCTIVOS



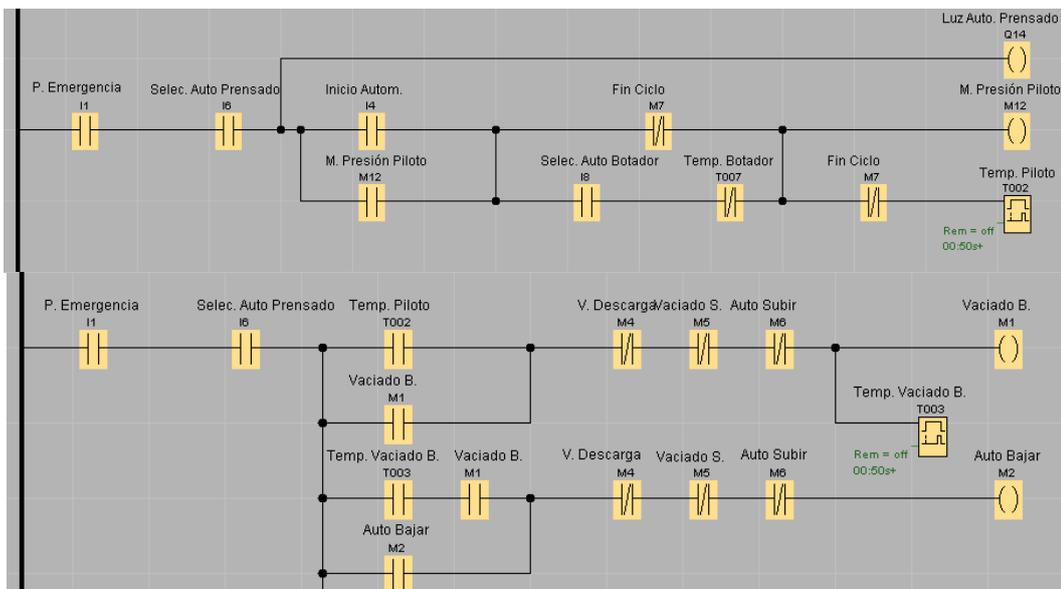
ANEXO C

PROGRAMACIÓN EN
MICRO PLC LOGO! 230RC

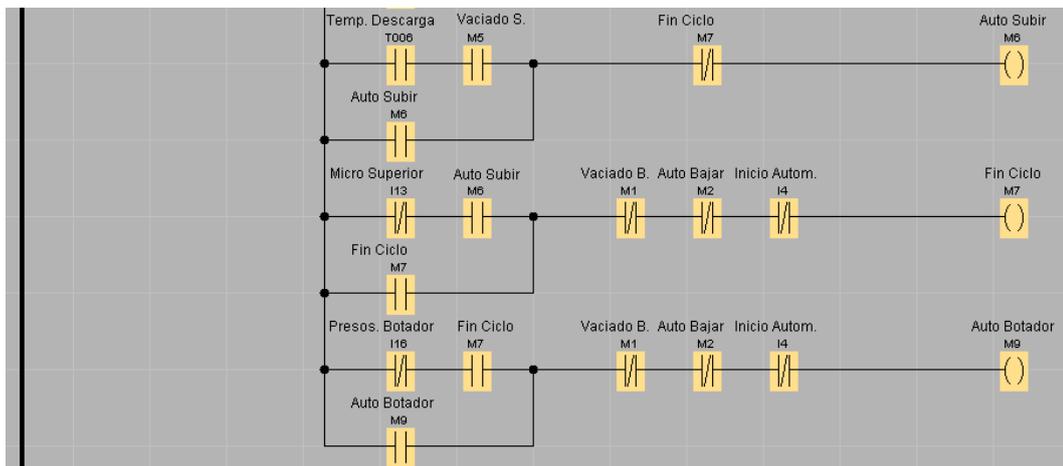
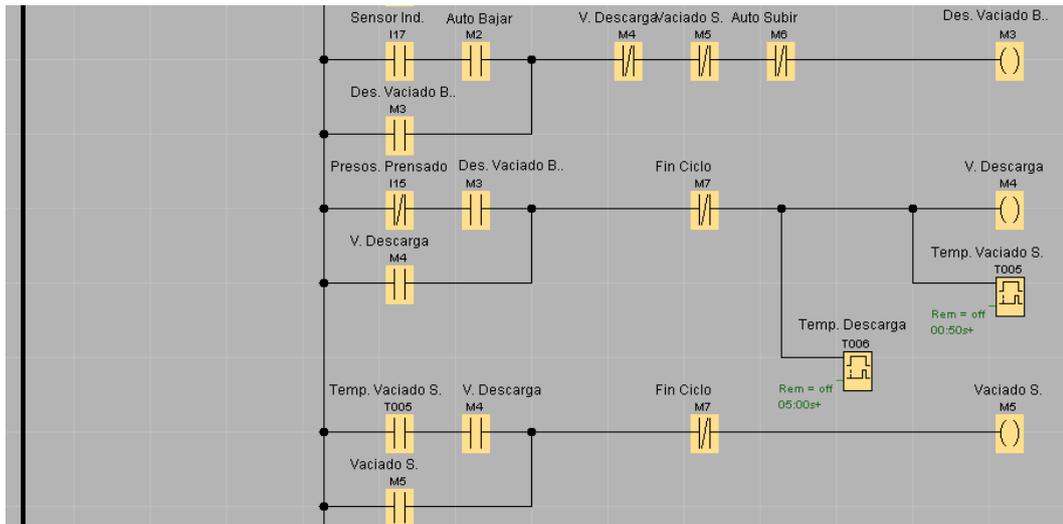
ARRANQUE Y – Δ DEL MOTOR ELÉCTRICO.



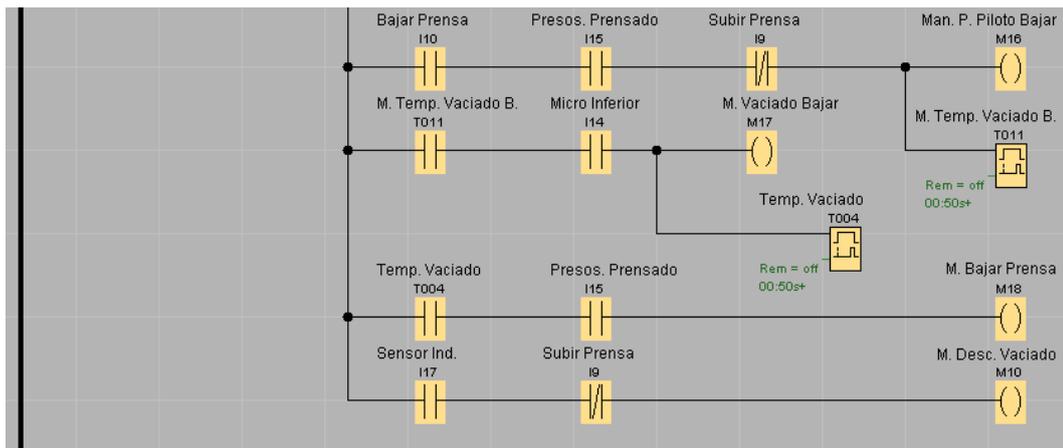
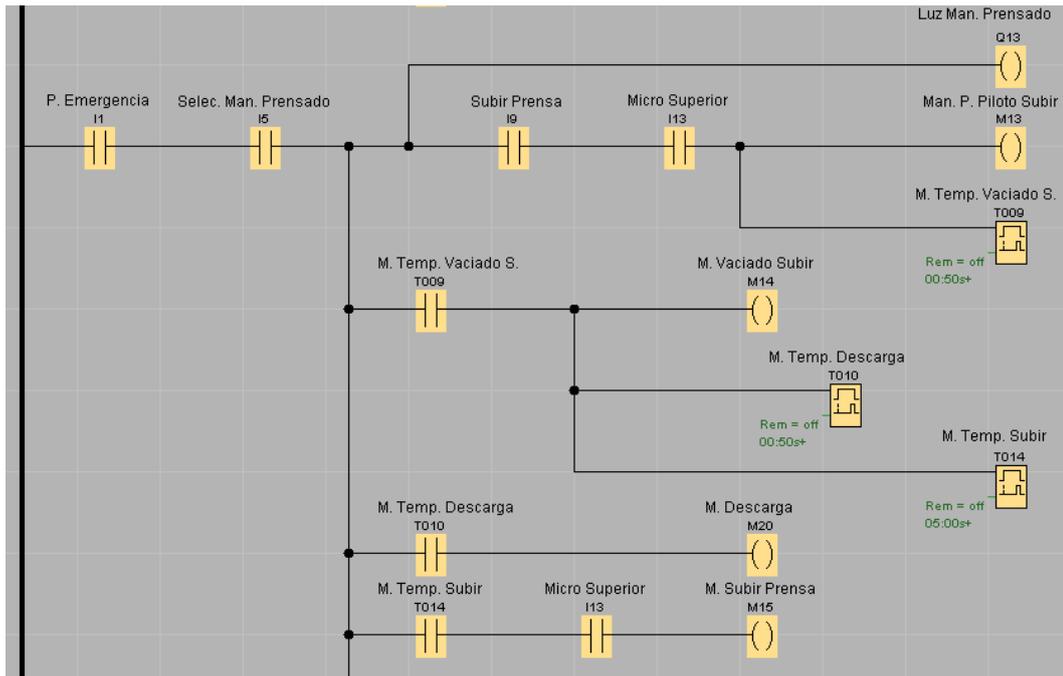
CICLO AUTOMÁTICO PRENSADO (Parte 1).



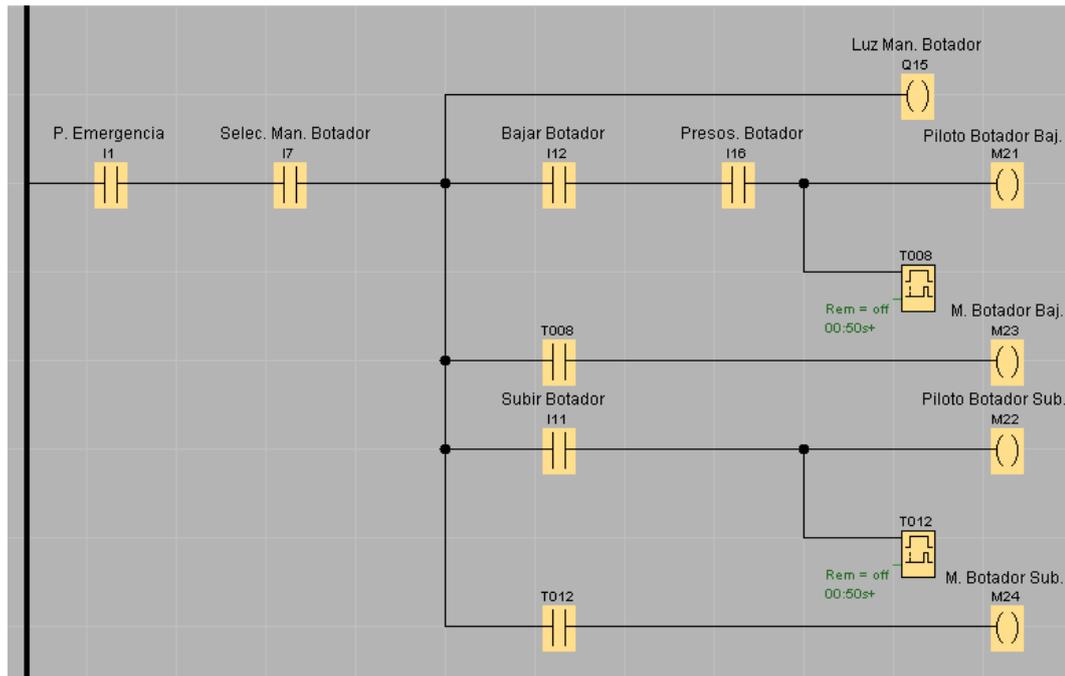
CICLO AUTOMÁTICO PRENSADO (Parte 2).



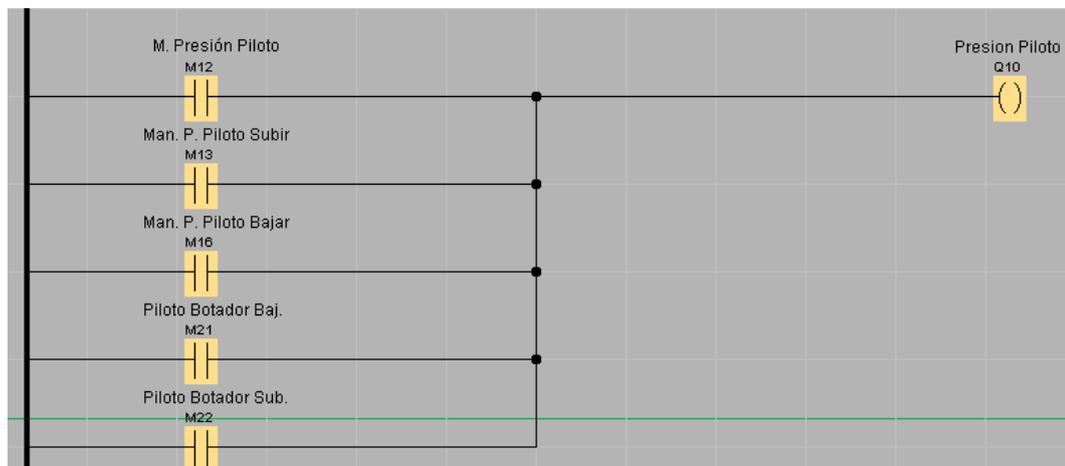
CICLO MANUAL PRENSADO.



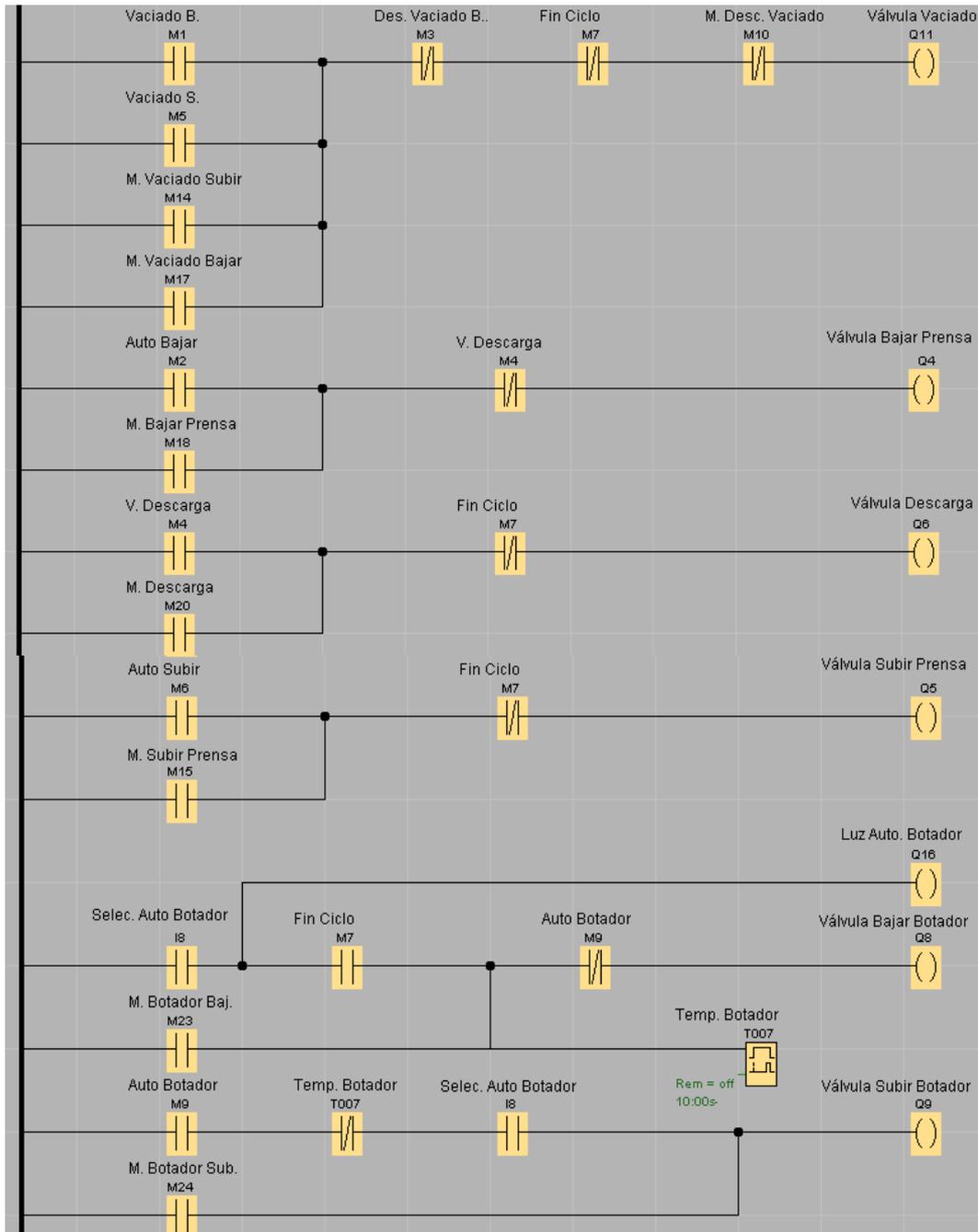
CICLO MANUAL BOTADOR.



ACTIVACIÓN DE LAS SALIDAS (Parte 1).



ACTIVACIÓN DE LAS SALIDAS (Parte 2).



ANEXO D

SOLDADURA

<i>Electrodos convencionales</i> <i>Electrodos recubiertos para soldar aceros al Carbono</i>							
ESAB (Clasificación AWS)	USOS Y CARACTERÍSTICAS	PROPIEDADES MECÁNICAS RT - Resistencia Tensión LT - Limite elástico E - Elongación	INTENSIDAD DE CORRIENTE ÓPTIMA (Amperes)				
			3/32	1/8	5/32	3/16	1/4
6010 (E6010) A5.1	Electrodo de revestimiento celulósico para soldar en todas las posiciones, produce depósitos de penetración profunda con calidad radiográfica. Se usa en trabajos estructurales, reparaciones y uniones de tubería.	RT = 71,000 psi. LE = 62,000 psi. E = 24%	60	105	155	190	---
			CD (+)				
6010P (E6010) A5.1	Electrodo de revestimiento celulósico, diseñado para obtener la más alta penetración en soldaduras de tubería y recipientes sometidos a alta presión con calidad radiográfica.	RT = 77,000 psi. LE = 65,000 psi. E = 23%	60	105	155	190	---
			CD (+)				
6011 (E6011) A5.1	Electrodo de revestimiento celulósico, arco fuerte y penetración profunda, puede ser utilizado con CA y CD en todas las posiciones. Para soldar trabajos estructurales, tubería, partes de barcos y reparaciones generales.	RT = 73,500 psi. LE = 60,000 psi. E = 24%	75	105	145	175	245
			CA / CD (+) (-)				
SUPER 11 (E6011) A5.1	Electrodo de alta penetración para soldar en toda posición. Su arco es muy estable y está diseñado para trabajar con transformadores de bajo voltaje de circuito abierto. Muy baja generación de humos. Punta de grafito para rápido encendido.	RT = 74,500 psi. LE = 65,200 psi. E = 24%	70	95	140	165	---
			CA / CD (+) (-)				
6012 (E6012) A5.1	Electrodo que suelda a intensidades de corriente más elevadas que los celulósicos, en todas las posiciones. Muy útil para realizar uniones en juntas de pobre conformación.	RT = 71,500 psi. LE = 61,500 psi. E = 24%	---	125	180	260	350
			CA / CD (-)				
6013 SV (E6013) A5.1	Electrodo de fácil aplicación en toda posición, en especial en vertical descendente. Su arco es muy estable, de bajo salpique y su escoria es de fácil remoción. Recomendado para soldar carrocerías, tanques, perfiles, herrería y toda clase de materiales de lámina delgada.	RT = 74,000 psi. LE = 63,500 psi. E = 22 %	80	110	160	200	---
			CA / CD (+) (-)				
6013 BA (E6013) A5.1	Electrodo de fácil aplicación y alto rendimiento, excelente remoción de escoria, suelda maquinaria agrícola, muebles metálicos, carrocerías y reparaciones generales.	RT = 74,000 psi. LE = 63,500 psi. E = 22%	80	110	160	200	---
			CA / CD (+) (-)				
SUPER 13 (E6013) A5.1	Electrodo para soldar en toda posición sin ninguna restricción. Su arco es muy estable y tiene muy baja generación de humos. Está diseñado para trabajar aún con transformadores pequeños de bajo voltaje de circuito abierto. Es una excelente opción para soldar aceros al Carbono de calibre delgado y aplicaciones en carrocerías, tanques, chasis de vehículos, herrería, etc. Tiene punta de grafito para rápido encendido.	RT = 74,400 psi. LE = 65,300 psi. E = 22%	70	100	150	190	---
			CA / CD (+) (-)				
7024 (E7024) A5.1	Electrodo de alta tasa de depósito, con alto contenido de polvo de hierro en su revestimiento, diseñado para producir depósitos de excelente apariencia y alto rendimiento en las posiciones plana y horizontal.	RT = 80,000 psi. LE = 72,000 psi. E = 24%	---	160	200	270	375
			CA / CD (+)				

Electrodos de bajo hidrógeno
Electrodos recubiertos para soldar aceros de baja aleación y alta resistencia

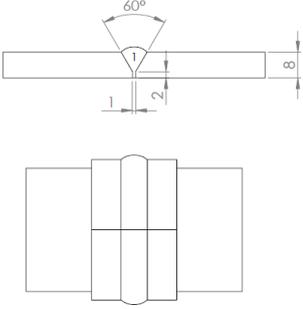
Intensidad de corriente óptima (Amperes)				
3/32	1/8	5/32	3/16	1/4
Todas las posiciones			Plana y horizontal	
95	140	170	250	350

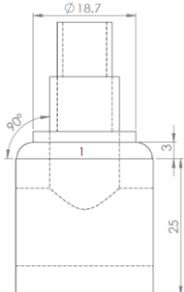
ESAB (Clasificación AWS)	USOS Y CARACTERÍSTICAS	PROPIEDADES MECÁNICAS RT - Resistencia Tensión LE - Limite elástico E - Elongación	COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA					
			C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo
7018 (E7018) A5.1	Electrodo de bajo hidrógeno con alto contenido de polvo de hierro para soldar en todas las posiciones. Sueda aceros al Carbono difíciles, aceros "cold rolled", partes de maquinaria pesada, estructura en general, aditamentos para calderas.	RT = 78,000 psi. LE = 68,000 psi. E = 30%	0.06	1.10	0.40	---	---	---
ATOM ARC 7018 (E7018) A5.1	Electrodo de bajo hidrógeno con alto contenido de polvo de hierro y especial resistencia a la absorción de humedad. Muy recomendable donde las condiciones ambientales son extremas.	RT = 78,000 psi. LE = 68,000 psi. E = 30%	0.045	1.10	0.40	---	---	---
7018-1 (E7018-1) A5.1	Electrodo que reúne todas las características de un electrodo 7018 tradicional, pero que ha sido modificado en su composición química para producir depósitos que exceden los límites de impacto de AWS, hasta 27 J @ -46°C.	RT = 80,000 psi. LE = 69,000 psi. E = 30%	0.07	1.40	0.40	---	---	---
7018-A1 (E7018-A1) A5.5	Electrodo que deposita 0.5% de Molibdeno, es aplicado en aceros al Carbono - Molibdeno, calderas, recipientes y tuberías sometidas a presión.	RT = 87,000 psi. LE = 75,000 psi. E = 31%	0.05	0.75	0.56	---	---	0.53
8018-B2 (E8018-B2) A5.5	Electrodo utilizado en aplicaciones a altas temperaturas, para la soldadura de aceros al Cromo-Molibdeno, calderas y tubería en plantas de generación de energía eléctrica.	RT = 94,000 psi. LE = 81,000 psi. E = 25%	0.05	0.80	0.60	1.24	---	0.49
8018-C1 (E8018-C1) A5.5	Depósitos con 2.5 % de Níquel, resistentes a bajas temperaturas, proporciona excelentes valores de impacto hasta -60°C (27 J).	RT = 88,000 psi. LE = 77,000 psi. E = 30%	0.04	1.10	0.35	---	2.30	---
8018-C2 (E8018-C2) A5.5	Depósitos con 3.5 % de Níquel, resistentes a bajas temperaturas, proporciona excelentes valores de impacto hasta -73°C (27 J).	RT = 94,000 psi. LE = 83,000 psi. E = 25%	0.05	1.10	0.40	0.37	3.30	---
8018-C3 (E8018-C3) A5.5	Depósitos con 1 % de Níquel, resistentes a bajas temperaturas, proporciona excelentes valores de impacto hasta -40°C (27 J).	RT = 84,000 psi. LE = 73,500 psi. E = 30%	0.05	1.06	0.40	---	1.04	---
9018-W (E9018-W2) A5.5	Electrodo diseñado específicamente para soldar aceros de baja aleación y alta resistencia al medio ambiente ("weathering steels"), como los tipos ASTM A588, A242, Cor-Ten y Mayari R. Excelente elección cuando la apariencia arquitectónica es importante.	RT = 92,900 psi. LE = 83,400 psi. E = 27%	0.04	1.00	0.43	0.50	0.60	Cu 0.55
9018-B3 (E9018-B3) A5.5	Electrodo para soldar aceros 2.5% Cr y 1% Mo, para servicios a altas temperaturas en tuberías, plantas de generación de energía eléctrica, calentadores y recipientes a presión.	RT = 102,000 psi. LE = 88,000 psi. E = 25%	0.07	0.75	0.60	2.20	---	1.05
9018-M (E9018-M) A5.5	Electrodo de clasificación militar, para soldar aceros de alta resistencia al Manganeso - Molibdeno, aun en estado de tratamiento térmico.	RT = 97,000 psi. LE = 85,000 psi. E = 28%	0.05	1.11	0.32	---	1.72	0.28
9018-B9 (E9018-B9)	NO HAY DATOS	NO HAY DATOS						
10018-D2 (E10018-D2) A5.5	Electrodo utilizado principalmente en la fabricación de piezas fundidas y planchas blindadas, suelda aceros al Manganeso-Molibdeno donde es necesaria alta resistencia mecánica.	RT = 102,000 psi. LE = 89,000 psi. E = 25%	0.09	1.85	0.50	---	---	0.35
10018-M (E10018-M) A5.5	Electrodo utilizado principalmente para aplicaciones militares, logra depósitos con excelente resistencia al impacto y a la formación de fisuras.	RT = 103,000 psi. LE = 96,000 psi. E = 24%	0.05	1.50	0.40	---	1.70	---
11018-M (E11018-M) A5.5	Electrodo utilizado para soldar aceros T-1. En todas las aplicaciones se obtienen excelentes propiedades como queda la soldadura y con relieve de refuerzos.	RT = 115,000 psi. LE = 103,000 psi. E = 26%	0.05	1.50	0.40	0.30	1.75	0.30
12018-M (E12018-M) A5.5	Electrodo recomendado para soldar aceros de baja aleación y alta resistencia, donde sea requerido un esfuerzo mínimo a la tensión de 120 Ksi.	RT = 136,000 psi. LE = 114,000 psi. E = 22%	0.05	1.65	0.40	0.85	2.00	0.45

Anexo D-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)				Pág. 1 de 5			
				Diseño de la junta					
Nombre de la compañía				TESIS					
WPS N°				MBA 001					
Proceso de soldadura				SMAW-MANUAL					
Según norma				AWS D1.1					
Junta Utilizada	Tipo de junta			"T" DE ÁNGULO INTERIOR					
	Tipo de soldadura			DE FILETE					
	Cordón de respaldo			si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/>					
	Preparar junta			si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/>					
	Angulo de ranura			0°					
	Cara de la raíz			0 mm					
	Abertura de la raíz			0 mm					
Metal Base	Pierna de la soldadura			8 mm					
	Limpieza			Limpiar las superficies antes de soldar					
	Especificación			ASTM A36					
Electrodo	Califica			Acero					
	Espesor			5 mm					
	Califica			Desde 3,2 a 12 mm					
	Diámetro			1/8 in					
	Clasificación AWS			E7018					
Especificación			AWS A5.1						
Casa Comercial			AGA						
Aplicación de Soldadura de Estructuras.				Característica eléctrica		Corriente:			
				CA		<input checked="" type="checkbox"/>		DC ⁺ <input type="checkbox"/>	
				DC ⁻		<input type="checkbox"/>			
				Posición		Tope 2F			
				Califica plana.					
				Técnica de soldadura		Técnica		un pase <input checked="" type="checkbox"/>	
						varios pases		<input type="checkbox"/>	
				Oscilación		si <input checked="" type="checkbox"/> no <input type="checkbox"/>			
				Limpieza entre pases		No		Otros pases: No	
				Soldadura		Un lado <input checked="" type="checkbox"/>		Dos lados <input type="checkbox"/>	
				Precalent.		Temperatura		N/A	
				Temperatura entre pases		N/A			
N° de pase	Metal de aporte			Tensión de trabajo			(Velocidad de avance m/min)		
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (in)	Pol	Voltaje (v)	Amperaje (A)			
1	E 7018	INFRA 18	1/8 in	AC	19-21	120-140	0,05 – 0,1		
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta. • Asegurar la limpieza de las partes. 									
REALIZADO POR: Ismael Cuvi Oscar Lara FECHA: 10/06/2011				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L FECHA: 10/06/2011					

Anexo D-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)			Pág. 2 de 5		
				Diseño de la junta 			
Nombre de la compañía				TESIS			
WPS N°				MBA 002			
Proceso de soldadura				SMAW-MANUAL			
Según norma				AWS D1.1			
Junta Utilizada	Tipo de junta			"T" DE ÁNGULO INTERIOR			
	Tipo de soldadura			DE FILETE			
	Cordón de respaldo			si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/>			
	Preparar junta			si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/>			
	Angulo de ranura			0°			
	Cara de la raíz			0 mm			
	Abertura de la raíz			0 mm			
	Pierna de la soldadura			8 mm			
	Limpieza			Limpiar las superficies antes de soldar			
	Especificación			ASTM A36			
Metal Base	Califica			Acero			
	Espesor			12 mm			
Electrodo	Califica			Desde 3,2 a 12 mm			
	Diámetro			1/8 in			
	Clasificación AWS			E7018			
	Especificación			AWS A5.1			
Casa Comercial			AGA				
Aplicación de Soldadura de Estructuras.				Característica eléctrica Corriente: CA <input checked="" type="checkbox"/> DC ⁺ <input type="checkbox"/> DC ⁻ <input type="checkbox"/>			
				Posición Tope 4F Califica sobre cabeza.			
				Técnica de soldadura Técnica un pase <input checked="" type="checkbox"/> varios pases <input type="checkbox"/> Oscilación si <input checked="" type="checkbox"/> no <input type="checkbox"/> Limpieza entre pases No Otros pases: No Soldadura Un lado <input checked="" type="checkbox"/> Dos lados <input type="checkbox"/>			
				Precale nt. Temperatura N/A Temperatura entre pases N/A			
N° de pase	Metal de aporte			Tensión de trabajo			(Velocidad de avance m/min)
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (in)	Pol	Voltaje (v)	Amperaje (A)	
1	E 7018	INFRA 18	1/8 in	AC	19-21	120-140	0,05 – 0,1
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta. • Asegurar la limpieza de las partes. 							
REALIZADO POR: Ismael Cuvi Oscar Lara FECHA: 10/06/2011				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L FECHA: 10/06/2011			

Anexo D-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)				Pág. 3 de 5	
				Diseño de la junta 			
Nombre de la compañía		TESIS					
WPS N°		MBA 003					
Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL					
Según norma		AWS D1.1					
Junta Utilizada	Tipo de junta	"T" DE ÁNGULO INTERIOR		Posición	Tope 2F		
	Tipo de soldadura	DE DOBLE FILETE			Califica plana.		
	Cordón de respaldo	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>				
	Preparar junta	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>				
	Método	Ninguno		Característica eléctrica	Corriente:		
	Angulo de ranura	0°			CA <input checked="" type="checkbox"/>	DC+ <input type="checkbox"/>	
	Cara de la raíz	0 mm			DC- <input type="checkbox"/>		
	Abertura de la raíz	0 mm					
Limpieza	Limpiar las superficies antes de soldar		Técnica de soldadura	Técnica	un pase <input checked="" type="checkbox"/>	varios pases <input type="checkbox"/>	
Especificación	ASTM A36			Oscilación	si <input checked="" type="checkbox"/>	no <input type="checkbox"/>	
Califica	Acero			Limpieza entre pases	No		
Espesor	12 mm			Soldadura	Un lado <input checked="" type="checkbox"/>	Dos lados <input type="checkbox"/>	
Metal Base	Califica	Desde 3,2 a 12 mm		Precalent.	Temperatura	N/A	
	Diámetro	1/8 in			Temperatura entre pases	N/A	
Electrodo	Clasificación AWS	E7018		Aplicación de Soldadura de Estructuras.			
	Especificación	AWS A5.1					
	Casa Comercial	AGA					
N° de pase	Metal de aporte			Tensión de trabajo			(Velocidad de avance m/min)
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (in)	Pol	Voltaje (v)	Amperaje (A)	
1	E 7018	INFRA 18	1/8 in	AC	19-21	120-140	0,05 – 0,1
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta. • Asegurar la limpieza de las partes. 							
REALIZADO POR: Ismael Cuvi Oscar Lara FECHA: 10/06/2011				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L FECHA: 10/06/2011			

Anexo D-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)				Pág. 4 de 5	
				Diseño de la junta 			
Nombre de la compañía		TESIS					
WPS N°		MBA 004					
Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL					
Según norma		AWS D1.1					
Junta Utilizada	Tipo de junta	A TOPE		Posición	Tope 5G		
	Tipo de soldadura	DE RANURA			Califica vertical.		
	Cordón de respaldo	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>				
	Preparar junta	si <input checked="" type="checkbox"/>	no <input type="checkbox"/>				
	Método	Esmeril					
	Angulo de ranura	60°		Característica eléctrica	Corriente:		
	Cara de la raíz	3 mm			CA <input checked="" type="checkbox"/>	DC+ <input type="checkbox"/>	
	Abertura de la raíz	1 mm			DC- <input type="checkbox"/>		
	Limpieza	Limpiar las superficies antes de soldar					
	Especificación	Acero					
Metal Base	Califica	Acero		Técnica de soldadura	Técnica	un pase <input checked="" type="checkbox"/>	varios pases <input type="checkbox"/>
	Espesor	8 mm			Oscilación	si <input checked="" type="checkbox"/>	no <input type="checkbox"/>
Electrodo	Califica	Desde 3,2 a 12 mm			Limpieza entre pases	No	
	Diámetro	1/8 in			Soldadura	Un lado <input checked="" type="checkbox"/>	Dos lados <input type="checkbox"/>
	Clasificación AWS	E7018			Temperatura	N/A	
	Especificación	AWS A5.1			Temperatura entre pases	N/A	
Casa Comercial	AGA		Aplicación de Soldadura de Estructuras.				
N° de pase	Metal de aporte			Tensión de trabajo			(Velocidad de avance m/min)
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (in)	Pol	Voltaje (v)	Amperaje (A)	
1	E 7018	INFRA 18	1/8 in	AC	19-21	120-140	0,05 – 0,1
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta. • Asegurar la limpieza de las partes. 							
REALIZADO POR: Ismael Cuvi Oscar Lara FECHA: 10/06/2011				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L FECHA: 10/06/2011			

Anexo D-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)				Pág. 5 de 5	
				Diseño de la junta 			
Nombre de la compañía		TESIS					
WPS N°		MBA 005					
Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL					
Según norma		AWS D1.1					
Junta Utilizada	Tipo de junta	"T" DE ÁNGULO INTERIOR		Posición	Tope 2F		
	Tipo de soldadura	DE FILETE			Califica plana.		
	Cordón de respaldo	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>				
	Preparar junta	si <input type="checkbox"/>	no <input checked="" type="checkbox"/>				
	Angulo de ranura	0°					
	Cara de la raíz	0 mm		Característica eléctrica	Corriente:		
	Abertura de la raíz	0 mm			CA <input checked="" type="checkbox"/>	DC ⁺ <input type="checkbox"/>	
	Pierna de la soldadura	3 mm			DC ⁻ <input type="checkbox"/>		
Limpieza	Limpiar las superficies antes de soldar						
Metal Base	Especificación	Acero		Técnica de soldadura	Técnica	un pase <input checked="" type="checkbox"/>	
	Califica	Acero			varios pases <input type="checkbox"/>		
Espesor	25 mm		Oscilación		si <input checked="" type="checkbox"/>	no <input type="checkbox"/>	
Califica	Desde 3,2 a 12 mm		Limpieza entre pases		No		
Diámetro	1/8 in		Otros pases: No				
Clasificación AWS	E7018		Soldadura		Un lado <input checked="" type="checkbox"/>		
Especificación	AWS A5.1		Dos lados <input type="checkbox"/>				
Casa Comercial	AGA						
Electrodo	Aplicación de Soldadura de Estructuras.			Precale nt.	Temperatura	N/A	
					Temperatura entre pases	N/A	
N° de pase	Metal de aporte			Tensión de trabajo			(Velocidad de avance m/min)
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (in)	Pol	Voltaje (v)	Amperaje (A)	
1	E 7018	INFRA 18	1/8 in	AC	19-21	120-140	0,05 – 0,1
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta. • Asegurar la limpieza de las partes. 							
REALIZADO POR: Ismael Cuvi Oscar Lara FECHA: 10/06/2011				APROBADO POR: Ing. Fausto Acuña CODIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L FECHA: 10/06/2011			

ANEXO E

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

MESA PARA COLOCAR LA MÁTRIZ Y HEMBRA DE LA MATRIZ DE DOBLADO DE VARILLAS.



PUNZÓN DE LA MATRIZ Y MÁTRIZ ARMADA Y COLOCADA EN LA PRENSA HIDRÁULICA.



ALZAS PARA LA MESA SOPORTE Y PRODUCTO TERMINADO.



MESA SOPORTE Y BASE PARA COLOCAR LA MATRIZ DE ESTAMPADO.



TALADRADO Y ROSCADO EN LA BASE PARA SUJETAR LA MATRIZ.



MONTAJE DE LA BASE Y LA MATRIZ EN LA MESA DE LA PRENSA.



MONTACARGA Y GRÚA UTILIZADOS PARA EL MONTAJE.



MATRIZ INSTALADA Y COLOCACIÓN DE LA LÁMINA DE TOL PARA
EL ESTAMPADO.



PRODUCTO TERMINADO.



ANEXO F

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO



INDUCE DEL ECUADOR

MANUAL DE OPERACIÓN:

Prensa Hidrogarne

RESPONSABLES:

Cuvi Unapucha Ismael Vicente.

Lara Jácome Oscar Rodrigo.

LATACUNGA - ECUADOR

Dirección: Av. Miguel Iturralde Km5 Barrio San Silvestre.

Email: inducedelecuador@yahoo.com

CONTENIDO:**Especificaciones Técnicas:**

- Límites de funcionamiento.
- Medidas de la máquina.
- Características generales.

Información general y seguridad:

- Introducción.
- Precauciones que se deben tener al operar la prensa para evitar riesgos físicos y mecánicos.

Parámetros de la Prensa Hidrogarne y Ciclo de Trabajo:

- Descripción

Modos de operación de la prensa Hidrogarne:

- Mando Manual.
- Mando Automático.

Operación del PLC LOGO! 230RC:

- Introducción.

Especificaciones Técnicas:

➤ Límites de funcionamiento.

	Min.	Máx.	Unid.
PRESIÓN PILOTO.	0	1000	psi
PRESIÓN GENERAL.	0	1000	psi
PRESIÓN DE PENSADO.	40	2700	psi

➤ Partes y medidas de la máquina.

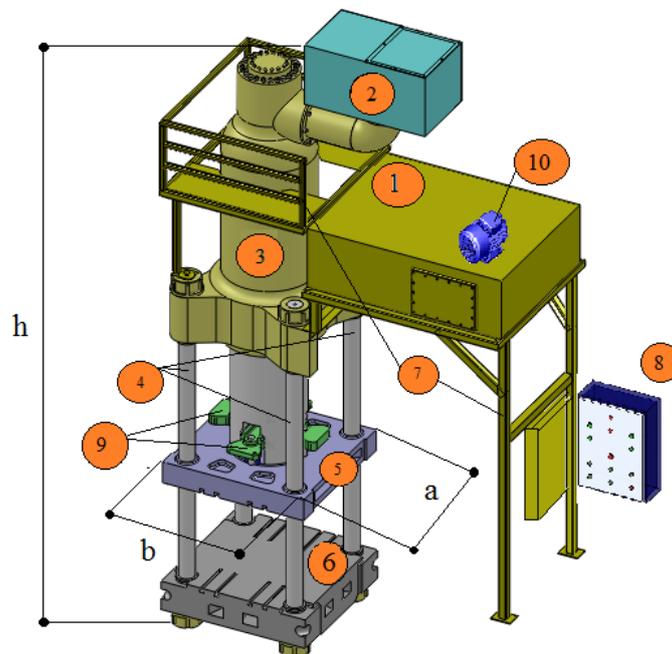


Figura 1: Partes y medidas de la prensa Hidrogarne

- 1.** Tanque principal de aceite.
- 2.** Tanque superior de aceite.
- 3.** Cilindro hidráulico.
- 4.** Columnas.
- 5.** Mesa Móvil.
- 6.** Mesa Fija.
- 7.** Estructura.
- 8.** Tablero eléctrico.
- 9.** Botador.
- 10.** Motor y Bomba hidráulica.

Las medidas que ocupa la prensa hidráulica y que son tomadas en cuenta para su ubicación son:

$h = 6285 \text{ mm.}$

$a = 1400 \text{ mm.}$

$b = 1440 \text{ mm.}$

➤ **Características generales.**

CARACTERÍSTICAS	DESCRIPCIÓN
Marca	Hidrogarne.
Tipo de Prensa	Vertical de cuatro columnas.
Acabado	Acero.
Tensión	220 V.
Amperios en carga	63 A.
Potencia	25 HP.
Tipo de fluido	Aceite hidráulico.

Información general y recomendaciones de seguridad:

➤ **Introducción.**

En este manual de funcionamiento se han redactado las especificaciones técnicas, así como todas las instrucciones para la puesta en marcha y el funcionamiento eficaz de la prensa Hidrogarne.

Anexo F-1	MANUAL DE OPERACIÓN	Pág. 6 de 10
<p data-bbox="347 488 1382 577">➤ Precauciones que se deben tener al operar la prensa para evitar riesgos físicos y mecánicos:</p> <ol data-bbox="347 651 1382 1621" style="list-style-type: none"><li data-bbox="347 651 1382 797">1. Realizar la limpieza de su alrededor tanto de objetos como de lubricantes, que puedan estar regados en el piso; ya que estos pueden ocasionar tropiezos o resbalones.<li data-bbox="347 819 1382 909">2. Hay que utilizar equipos de protección personal (guantes, orejeras, zapatos punta de acero y gafas).<li data-bbox="347 931 1382 965">3. Poner letreros de precaución.<li data-bbox="347 987 1382 1077">4. El personal encargado de operar la prensa, debe tener la debida instrucción para la operación de la máquina.<li data-bbox="347 1099 1382 1301">5. El operario de la máquina debe estar muy atento a la instrucción de la persona que coloca y retira el producto o pieza terminada, por lo que un descuido puede causar graves accidentes por ejemplo: las manos pueden ser aplastadas por la mesa móvil.<li data-bbox="347 1323 1382 1469">6. Al realizar mantenimiento o cambios de matriz, tener en cuenta la seguridad poniendo un elemento como soporte que resista y evite la bajada inesperada de la mesa móvil.<li data-bbox="347 1491 1382 1621">7. Al momento de montar la matriz en las mesas se debe verificar que estén bien puestas las guías, centradas, ajustadas; para evitar el deterioro y daño rápido de la misma.		

Parámetros de la Prensa Hidrogarne y Ciclo de Trabajo:

A continuación se indican todos los parámetros que se tienen que considerar antes de poner en marcha la prensa Hidrogarne, en el caso de que no arranque normalmente:

- Verificar el voltaje con el que va trabajar el motor, siendo este a 220 V y con una frecuencia de 60 Hz.
- Verificar que los interruptores principales estén en posición ON y que todas las fases estén conectadas.
- Verificar que el paro de emergencia no esté activado.
- Verificar que todos los interruptores del tablero eléctrico de la prensa estén en posición ON y tengan continuidad.
- Verificar con un multímetro la continuidad de los fusibles, si no se encuentran reemplazarlos.
- Verificar que el nivel de aceite no se encuentre menos de la mitad del tanque ya que debe tapar por completo el filtro de aceite.
- Regular el presóstato a la presión necesitada según el prensado a realizar.

CICLO DE TRABAJO DE LA PRENSA ES EL SIGUIENTE:

- Se alimenta manualmente a la matriz el material para prensar.
- Baja la prensa con una presión normal hasta llegar a topar la pieza.
- Se eleva la presión hasta realizar el prensado.
- Sube la prensa a una distancia calibrada.
- Se extrae el material prensado y se inicia un nuevo ciclo.

**Modos de operación y pasos para la puesta en
marcha de la prensa Hidrogarne:**

Los modos de operación de la prensa Hidrogarne son: Mando Manual y Mando Automático.

➤ **Mando Manual.**

Para que la prensa funcione de manera adecuada, se tienen que seguir las siguientes instrucciones en el orden indicado a continuación:

1. Presionar el pulsador **MARCHA MOTOR** para encender el motor eléctrico.
2. Poner el selector de la prensa en mando manual.
3. Si la mesa móvil se encuentra en la parte superior dejarla en la misma posición si no lo está, hay que subirla con el pulsador **SUBIR prensa**.
4. Verificar que el botador se encuentre en la parte superior de la mesa móvil, ya que si no se lo sube puede dañar tanto la máquina como el material y para ello se tiene que poner el selector del botador en posición manual y oprimir el pulsador **SUBIR botador**.
5. Posteriormente colocar el material para prensar.
6. Mantener oprimido el pulsador **BAJAR prensa** para prensar el material.
7. Mantener presionado el pulsador que diga **SUBIR prensa**, el cual realizará la descompresión y la subida de la prensa hasta la altura que se haya regulado con el micro.

8. Se extrae el material prensado y después de colocar otro material se inicia un nuevo ciclo.

Notas:

- a) Si existe cambio de operadores al momento de realizar un nuevo ciclo de prensado, se tiene que observar que los manómetros del tablero se encuentren en presión cero y si ésta se encuentra elevada se tiene que descomprimir.
- b) Todos los elementos de mando, control y maniobra se encuentran etiquetados y enmarquillados para evitar cualquier error humano.

➤ **Mando Automático.**

Este mando se realiza en cortos pasos, ya que viene siendo la automatización del proceso de prensado mediante el uso de un PLC LOGO! 230RC y su operación se explicará posteriormente.

Los pasos a seguir para el mando automático es el siguiente:

1. Presionar el pulsador MARCHA MOTOR encender el motor eléctrico.
2. Colocar el selector de la prensa en posición AUTOMÁTICA.
3. Oprimir el pulsador CICLO AUTOMÁTICO.
4. Se retira el material que fue prensado y luego se inicia con un nuevo ciclo.

Nota: Este mando automático ahorra tiempo y procedimientos para la realización del proceso de prensado.

Operación del PLC LOGO! 230RC:**➤ Introducción.**

El micro PLC LOGO! 230RC está programado para controlar principalmente los tiempos de accionamiento de los relés auxiliares, los cuales enviarán una señal para activar las electroválvulas cambiando sus posiciones y permitiendo el paso del fluido hidráulico, de esta manera se conseguirá el funcionamiento de la prensa Hidrogarne. La programación se la realizó en el software LOGO!Soft Comfort V6.0 el cual tiene que estar actualizado, para realizar la transferencia de datos desde el computador hasta el micro controlador utilizando su cable de datos con conexión USB, si no se encuentra actualizado el software se producirá un error y no se podrá realizar esta operación.



Figura 2: Interfaz entre el PLC SIEMENS LOGO 230 RC y la PC



INDUCE DEL ECUADOR

MANUAL DE MANTENIMIENTO:

Prensa Hidrogarne

RESPONSABLES:

Cuvi Unapucha Ismael Vicente.

Lara Jácome Oscar Rodrigo.

LATACUNGA - ECUADOR

Dirección: Av. Miguel Iturralde Km5 Barrio San Silvestre.

Email: inducedelecuador@yahoo.com

CONTENIDO:**Mantenimiento:**

- Introducción.
- Tipos de mantenimiento a utilizar.
- Aspectos positivos del mantenimiento predictivo
- Cuadro de mantenimiento.

Levantamiento del equipo:

- Mecánico.
- Hidráulico.
- Eléctrico.

Plan de mantenimiento a cada equipo:**Análisis de averías:**

- Síntoma o falla.
- Posible causa.
- Corrección de la falla.

Mantenimiento:**➤ Introducción.**

El mantenimiento de cualquier equipo incluye normalmente limpieza, lubricación, ajuste, reparación, cambio de elementos utilizando el concepto de vida útil indicada por el fabricante de dicho elemento; reparaciones propias pero programadas y seguridad. También hay que recordar que el mantenimiento se encuentra estrechamente relacionado con la constante vigilancia de los equipos, la calidad del producto, la productividad y el control de la contaminación.

➤ Tipos de mantenimiento a utilizar.

Mantenimiento Predictivo.- (Predice) Busca indicios que permita determinar la falla antes de que ocurra.

Mantenimiento Preventivo.- (Sustitución Cíclica o Reacondicionamiento Cíclico) Realizar actividades con la finalidad de mantener un elemento en una condición específica de operación, por medio de una inspección sistemática, detección y prevención de la falla inminente. Se lo utiliza cuando hay desgaste.

Mantenimiento Correctivo.- (Trabajo a la Rotura) Mantenimiento realizado sin un plan de actividades, ni actividades de reparación. Es resultado de la falla o deficiencias.

➤ Aspectos positivos del Mantenimiento Preventivo:

- Mayor vida útil de las máquinas.
- Aumenta su eficacia y calidad en el trabajo que realizan.
- Incrementa la disponibilidad.
- Aumenta la seguridad operacional.
- Incrementa el cuidado del medio ambiente.

➤ **Cuadro de mantenimiento.**

Características del cuadro de mantenimiento:

1. Permite visualizar las actividades de mantenimiento en un periodo determinado.
2. Permite realizar un seguimiento secuencial.
3. La secuencia puede ser diaria, semanal, mensual, bimestral, trimestral, semestral y anual.
4. Es una buena referencia para que el personal a cargo del mantenimiento realice la efectividad de este cuadro de mantenimiento.

Detalles del cuadro de mantenimiento:

a) Tarea.

Descripción del trabajo a realizar.

b) Frecuencia.

Es el periodo con el que se da el mantenimiento:

D = Diario.

S = Semestral.

M = Mensual.

BM = Bimestral.

TM = Trimestral.

SM = Semestral.

A = Anual.

Plan de mantenimiento a cada equipo:

Sistema: Mecánico	Elemento: Columnas							A realizar por:	Observaciones	
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO									
	D	S	M	BM	TM	SM	A			
Prueba de fisuras								x	Operador	Ninguna
Limpieza		x							Operador	Ninguna
Lubricación	x								Operador	Ninguna

Sistema: Mecánico	Elemento: Vástago del cilindro hidráulico							A realizar por:	Observaciones	
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO									
	D	S	M	BM	TM	SM	A			
Prueba de fisuras								x	Operador	Ninguna
Limpieza		x							Operador	Ninguna
Lubricación	x								Operador	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Bomba Hidráulica							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Inspección de ruido y vibración	x							Operador	Ninguna
Limpieza		x						Operador	Ninguna
Cebiar la bomba	x							Operador	Ninguna
Control de presión y temperatura		x						Operador	Ninguna
Control de alineación de eje con el matrimonio entre la bomba y el motor			x					Operador	Controlar su alineamiento, ajustar sus prisioneros.
Limpieza de filtro de succión y válvula antirretorno					x			Mecánico	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Filtros de aceite							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Limpieza de filtro y tubería					x			Operador	Ninguna
Cambio de filtro							x	Operador	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Manómetros							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Limpieza de tubería					x			Operador	Ninguna
Cambio de manómetro							x	Operador	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Válvulas hidráulicas							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los cables					x			Operador	Ninguna
Verificar el estado de los contactos				x				Operador	Ninguna
Realizar cambios de los empaques							x	Mecánico	Ninguna
Calibración de la válvula			x					Técnico	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Bridas de montaje							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Limpieza		x						Operador	Ninguna
Reajuste de pernos					x			Operador	Ninguna
Cambio de empaques (O-rings)							x	Mecánico	Ninguna

Sistema: Hidráulico	Elemento: Tanque de aceite							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Limpieza de sedimentos						x		Operador	Ninguna
Reajuste de pernos de las tapas						x		Operador	Ninguna
Cambio de aceite							x	Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Motor Eléctrico							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Inspección de ruido y de vibración					x			Operador	Reajustar los tornillos
Bobinas del estator y rotor		x						Técnico	Ninguna
Soportes					x			Operador	Reajustar los tornillos
Cajas de conexión, conexión a tierra							x	Operador	Limpiar interior y reapretar tornillos
Limpieza		x						Operador	Tener cuidado con resbalarse si existe fugas de aceite
Ventilador					x			Técnico	Controlar y substituir si sus aletas han sufrido daño

Sistema: Eléctrico	Elemento: Finales de Carrera							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los cables		x						Operador	Ninguna
Verificar el estado de los contactos		x						Operador	Ninguna
Limpieza		x						Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Sensor inductivo							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los cables		x						Operador	Ninguna
Verificar la captación de metales		x						Operador	Ninguna
Limpieza		x						Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Breakers							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los contactos		x						Operador	Ninguna
Limpieza de contactos					x			Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Contactores							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los contactos			x					Operador	Ninguna
Limpieza de contactos					x			Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Relés Auxiliares							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los cables			x					Operador	Ninguna
Verificar el estado de los contactos			x					Operador	Ninguna
Limpieza			x					Operador	Ninguna

Sistema: Eléctrico	Elemento: Fuente de voltaje Vcc							A realizar por	Observaciones
Tarea propuesta	FRECUENCIA CHEQUEO								
	D	S	M	BM	TM	SM	A		
Verificar el estado de los cables			x					Operador	Ninguna
Verificar el estado de los contactos			x					Operador	Ninguna
Limpieza			x					Operador	Ninguna

Análisis de averías:

Síntoma o falla.	Posible causa	Corrección de la falla
LA PRENSA HIDRÁULICA NO FUNCIONA	Breaker de alimentación principal desconectado o dañado.	Conectar o reemplazarlo.
	Breaker de alimentación del motor desconectado o dañado.	Conectar o reemplazarlo.
	Contactores del arranque del motor no se enclavan.	Verificar voltajes en la bobinas o reemplazarlos.
	Nivel de aceite bajo.	Verificar si existen fugas. Completar el nivel de aceite.
	Pulsadores o selectores dañados.	Reemplazarlos por otros nuevos.
	Fusibles quemados.	Cambiar los fusibles.
	Relés auxiliares en mal funcionamiento. Relés auxiliares no se accionan.	Verificar sus contactos. Verificar si se accionan manualmente si es necesario reemplazarlos. Verificar si en la fuente existe $\pm 24V$.
	Terminales del micro controlador flojos. Programa de control borrado	Reajustar los terminales. Cargar nuevamente el programa al micro controlador.