

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE PISTÓN DE DOBLE EFECTO DE HASTA UNA LONGITUD DE 1,5 METROS DE CARRERA Y 0,25 METROS DE DIÁMETRO DE PISTÓN CON CAPACIDAD DE HASTA 20 MEGAPASCALES PARA LA EMPRESA GERCASA S.C.”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

JOSE ROBERTO COLOMA CAZA

EDUARDO XAVIER RIVADENEIRA BURBANO

DIRECTOR: ING. FERNANDO MONTENEGRO

CODIRECTOR: ING. LUIS ECHEVERRÍA

Sangolquí, 2006-Agosto-23

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE PISTÓN DE DOBLE EFECTO DE HASTA UNA LONGITUD DE 1,5 METROS DE CARRERA Y 0,25 METROS DE DIÁMETRO DE PISTÓN CON CAPACIDAD DE HASTA 20 MEGAPASCALES PARA LA EMPRESA GERCASA S.C.” fue realizado en su totalidad por: Eduardo Xavier Rivadeneira Burbano y José Roberto Coloma Caza, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Fernando Montenegro

DIRECTOR

Ing. Luis Echeverría

CODIRECTOR

Sangolquí, 2006-Agosto-23

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA SELLOS DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE PISTÓN DE DOBLE EFECTO DE HASTA UNA LONGITUD DE 1,5 METROS DE CARRERA Y 0,25 METROS DE DIÁMETRO DE PISTÓN CON CAPACIDAD DE HASTA 20 MEGAPASCALES PARA LA EMPRESA GERCASA S.C.”

ELABORADO POR:

Eduardo Xavier Rivadeneira Burbano

José Roberto Coloma Caza

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

EL COORDINADOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Sangolquí, 2006-Agosto-23

DEDICATORIA

A nuestros Padres y Hermanos, que con su amor y abnegado sacrificio nos estimulan día a día.

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Politécnica del Ejército por su perseverante labor en beneficio de la Educación Superior del País.

A la compañía Gercasa S.C. por el decisivo apoyo brindado, reconociendo la invaluable ayuda de los miembros de cada uno de sus Departamentos.

A los Directores de Tesis, quienes con su gran experiencia profesional nos condujeron a la realización y culminación del presente trabajo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	II
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	XVI
NOMENCLATURA.....	XVII
RESUMEN.....	XIX
GLOSARIO.....	XXI

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Descripción del Proyecto.....	2
1.3	Objetivos.	
1.3.1	General.....	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Alcance del Proyecto.....	4
1.5	Justificación del Proyecto.....	4

CAPITULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1	Fundamentos de oleohidráulica.....	7
2.1.1	Conceptos y leyes fundamentales.....	10
2.1.2	Caídas de presión o pérdida de carga.....	17
2.1.3	Régimen laminar y turbulento, número de Reynolds... 18	
2.1.4	Velocidades del Fluido en circuitos.....	21
2.1.5	Fluidos Hidráulicos.....	23
2.1.5.1	Introducción.....	23
2.1.5.2	Características esenciales del fluido hidráulico..	24
2.1.5.3	Viscosidad.....	25
2.1.5.4	Medida de la viscosidad.....	26
2.1.5.5	Compresibilidad del aceite.....	29
2.1.5.6	Clasificación de los fluidos.....	30
2.1.6	Instalaciones Hidráulicas.....	34
2.1.6.1	Introducción.....	34
2.1.6.2	Depósito de aceite y elementos auxiliares.....	35
2.1.6.3	Filtros.....	43
2.1.6.3.1	Tipos de filtros.....	45
2.1.6.4	Válvulas de cierre y limitadoras de presión.....	50
2.1.6.5	Tuberías y conducciones.....	50

2.1.7	Válvulas.....	52
2.1.7.1	Válvulas distribuidoras.....	53
2.1.7.2	Válvulas de caudal.....	58
2.1.7.3	Válvulas reguladoras de presión.....	61
2.1.8	Elementos hidráulicos de trabajo.....	63
2.1.8.1	Cilindros de pistón.....	63
2.1.9	Mando de un cilindro de doble efecto.....	78
2.1.10	Mando cilindro de doble efecto con válvula 4/3	79
2.1.11	Control de flujo.....	80
2.1.12	Regulación de la velocidad de avance de un cilindro..	82
2.1.13	Regulación del caudal de entrada.....	83
2.1.14	Regulación del caudal de salida.....	84
2.1.15	Regulador de presión.....	85
2.2	Introducción al control industrial.....	87
2.2.1	Introducción.....	87
2.2.2	Topología de los sistemas de control.....	92
2.2.3	Tipos de sistemas de control.....	93
2.2.4	Control por ordenador.....	95
2.2.5	Tipos de Sensores.....	97
2.3	Software.....	116
2.3.1	Herramientas de LabVIEW usadas para la Programación.....	117
2.3.2	Esquema del Programa.....	120
2.3.3	Formas de Adquisición de Datos.....	123
2.3.3.1	Adquisición de Datos (DAQ)	123

CAPITULO 3.

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1	Aspectos Generales.....	127
3.2	Características Especiales.....	127
3.3	Características Técnicas.....	127
3.3.1	Aspectos Funcionales.....	127

3.3.2	Aspectos Dimensionales.....	128
3.4	Características de Seguridad.....	129
3.4.1	Estabilidad.....	130
3.4.2	Sujeción de los cilindros.....	130
3.5	Características de Funcionalidad.....	130
3.5.1	Facilidad de adaptación de los cilindros.....	131
3.5.2	Maniobrabilidad del banco de pruebas.....	131
3.5.3	Adquisición de los parámetros de prueba.....	131
3.5.4	Operatividad.....	131
3.5.5	Mantenimiento.....	131
3.6	Características de Construcción.....	131
3.6.1	Facilidad de construcción.....	132
3.6.2	Costos de construcción.....	132
3.7	Búsqueda de alternativas.....	132
3.7.1	Alternativas Hidráulicas.....	132
3.7.2	Alternativas de Hardware para la adquisición de señales.....	136
3.7.3	Alternativas de Pruebas para los cilindros.....	138
3.8	Matriz de decisiones.....	139
3.9	Evaluación de alternativas y especificaciones solución.....	140

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1	Diseño Línea de Aspiración y Retorno.....	141
4.2	Diseño Línea de Presión.....	141
4.3	Diseño Línea de Distribución.....	144
4.4	Selección de Instrumentos.....	166
4.5	Selección de Sensores.....	167
4.5.1	Sensor de Presión.....	169
4.5.2	Sensor de Temperatura.....	170

4.5.3	Selección de la Tarjeta de Adquisición de Datos.....	172
-------	--	-----

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCION, MONTAJE Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

5.1	Construcción del Banco de Pruebas.....	175
5.2	Montaje del Circuito Hidráulico.....	189
5.3	Localización de averías dentro del Banco de Pruebas	206
5.4	Mantenimiento del Banco de Pruebas.....	208
5.4.1	Diagnóstico de las fallas.....	208
5.4.2	Fallas de las válvulas y sus soluciones.....	213
5.4.3	Fallas de las juntas y sus soluciones.....	214
5.4.4	Filtros y la Contaminación del aceite.....	222

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

6.1	Verificación de las variables obtenidas.....	225
6.1.1	Temperatura del aceite.....	231
6.1.2	Presión.....	232
6.1.3	Tiempo.....	232
6.2	Determinación de errores.....	233
6.3	Recomendación al Cliente.....	236

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

7.1	Análisis Económico-financiero.....	237
7.2	Análisis Costo – beneficio.....	240

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones..... 247

8.2 Recomendaciones..... 248

BIBLIOGRAFÍA..... 249

ANEXOS

Manual de Operación y Mantenimiento

Materiales para Juntas

PLANOS – Conjunto

Despiece

Montaje.

Eléctrico.

Control.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Ordenes de producción por fallos de sellos.....	5
Tabla 2.1.1	Aplicaciones Oleohidráulica.....	9
Tabla 2.1.2	Unidades Sistema Internacional.	10
Tabla 2.1.3	Unidades Sistema Técnico.	11
Tabla 2.1.4	Velocidades recomendadas del fluido en tuberías.	23
Tabla 2.1.5	Consecuencias del aumento o disminución Temp.....	25
Tabla 2.1.6	Compresibilidad de aceites hidráulicos.	29
Tabla 2.1.7	Clasificación de los aceites hidráulicos.	31
Tabla 2.1.8	Grados de filtraje.	45
Tabla 2.1.9	Clasificación de las válvulas.	53
Tabla 2.1.10	Tipos de Cilindros.	64
Tabla 2.1.11	Características de los materiales para juntas.	70
Tabla 2.2.1	Características de los Sistemas Lógicos.	95
Tabla 2.2.2	Clasificación de los Sensores.	106
Tabla 2.2.3	Principales materiales de las termocuplas.	110
Tabla 2.2.4	Tolerancia de las termocuplas.	111
Tabla 2.2.5	Máximo de rango de temperatura de acuerdo al tipo de termocupla.	112
Tabla 2.2.6	Máxima Temperatura recomendada de los sensores de acuerdo al diámetro y a la vaina.	112
Tabla 2.2.7	Rangos de Aplicación útil de termocuplas.	114
Tabla 3.1	Factores y su peso por el Método de Ponderación.	129
Tabla 3.2	Calificación asignada a cada factor.	129
Tabla 4.1	Presiones de trabajo de bombas hidráulicas.	145
Tabla 4.2	Presiones de trabajo de cilindros hidráulicos.	147
Tabla 4.3	Dimensiones recomendadas para agujeros en acoples elásticos Lovejoy.	151
Tabla 4.4	Selección del tipo de acople función de la potencia. ...	152
Tabla 4.5	Presiones de trabajo para secciones de tubo.	155

Tabla 4.6	Grado de viscosidad del aceite hidráulico de acuerdo al tipo de bomba.	158
Tabla 4.7	Viscosidad máxima del tipo de bomba.	159
Tabla 4.8	Características de los fluidos y aplicaciones. ...	161
Tabla 4.9	Aceites no acuosos.....	165
Tabla 4.10	Descripción de sensores de presión.....	169
Tabla 4.11	Ponderaciones de los sensores de presión considerados para el diseño.	170
Tabla 4.12	Descripción de sensores de temperatura considerados para el diseño.	171
Tabla 4.13	Ponderación de los sensores.	171
Tabla 4.15	Características de la tarjeta de Adquisición.....	172
Tabla 5.1.1	Descripción de los módulos del banco.....	175
Tabla 5.1.2	Listado de materiales del módulo uno.....	176
Tabla 5.1.3	Listado de materiales del módulo dos.....	176
Tabla 5.1.4	Listado de materiales del módulo tres.....	176
Tabla 5.1.5	Listado de materiales del módulo cuatro.....	178
Tabla 5.1.6	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco.....	178
Tabla 5.1.7	Especificaciones técnicas Transmisor.....	184
Tabla 5.1.8	Calibración Transmisor rango 0-200C.....	188
Tabla 5.2.1	Descripción de los módulos del banco.....	189
Tabla 5.2.2	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo uno.....	189
Tabla 5.2.3	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo dos.....	190
Tabla 5.2.4	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres.....	192
Tabla 5.2.5	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cuatro.....	197

Tabla 5.2.6	Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco.....	198
Tabla 5.4.4.1	Causas y efectos de los contaminantes.	223
Tabla 6.2.1	Tabla conversión Voltaje a Presión.	233
Tabla 7.1	Materiales del banco.....	237
Tabla 7.2	Depreciación.....	241
Tabla 7.3	Costos Operacionales.....	242
Tabla 7.4	Costos de Mano de Obra.....	242
Tabla 7.5	Costos de Mantenimiento.....	243
Tabla 7.6	Ingresos por Funcionamiento.....	243
Tabla 7.7	Flujo Neto.....	244
Tabla 7.8	VAN.....	245
Tabla 7.9	Costo Beneficio.....	246

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.1	Principios Físicos.	13
Figura 2.1.2	Principio de Pascal.	14
Figura 2.1.3	Ecuación de Continuidad.	15
Figura 2.1.4	Teorema de Bernoulli.	16
Figura 2.1.5	Régimen Laminar y Turbulento.	20
Figura 2.1.6	Circuito Oleohidráulico Convencional simplificado....	21
Figura 2.1.7	Viscosímetro de Engler.	26
Figura 2.1.8	Transmisión motor – bomba y mando manual.	34
Figura 2.1.9	Elementos de un depósito.	36
Figura 2.1.10	Vista Superior de un depósito.	37
Figura 2.1.11	Esquema básico de un filtro.....	43
Figura 2.1.12	Filtro de aspiración.....	46
Figura 2.1.13	Filtro de retorno.....	47
Figura 2.1.14	Filtro de presión.....	48
Figura 2.1.15	Posiciones en válvulas distribuidoras.	55
Figura 2.1.16	Indicación de las conexiones en válvulas	56

Figura 2.1.17	Cilindro de Simple Efecto.....	65
Figura 2.1.18	Cilindro de Doble Efecto.	66
Figura 2.1.19	Cilindro de Doble Vástago.	67
Figura 2.1.20	Cilindro Rotativo.	69
Figura 2.1.21	Mando de un cilindro de doble efecto... ..	79
Figura 2.1.22	Regulación de la velocidad de un cilindro.	80
Figura 2.1.23	Ídem Fig. 2.1.23.....	82
Figura 2.1.24	Regulación de caudal de entrada.	83
Figura 2.1.25	Regulación de caudal de salida.....	85
Figura 2.1.26	Regulación de presión.	86
Figura 2.2.1	Diagrama básico de Control.	87
Figura 2.2.2	Elemento de un sistema lazo cerrado..	90
Figura 2.2.3	Elementos de un instrumento de medición.....	91
Figura 2.2.4	Sistema de Lazo abierto.	92
Figura 2.2.5	Sistema de Lazo cerrado.	93
Figura 2.2.6	Señales Digitales y Analógicas.	94
Figura 2.2.7	Clasificación de los sistemas de control.	94
Figura 2.2.8	Sensor.	97
Figura 2.2.9	Servomotor.	98
Figura 2.2.10	Transductor.	99
Figura 2.2.11	Sensor primario.	100
Figura 2.2.12	Acondicionamiento de la señal.	100
Figura 2.2.13	Exactitud y fidelidad de un sensor.	102
Figura 2.2.14	Sensibilidad de un sensor.	102
Figura 2.2.15	Linealidad de un sensor.	103
Figura 2.2.16	Sistemas de Orden 1.	104
Figura 2.2.17	Sistemas de Orden 2.	105
Figura 2.3.1	Entorno LabVIEW.	117
Figura 2.3.2	Cuadro de Herramientas.....	118
Figura 2.3.3	Panel Frontal.	118
Figura 2.3.4	Diagrama de Bloque.	119

Figura 2.3.5	Icono y Conectores.	120
Figura 2.3.6	Barra de Herramientas.	120
Figura 2.3.7	Paleta de Control.	121
Figura 2.3.8	Paleta de Funciones.	121
Figura 2.3.9	Flujo de Datos.	122
Figura 3.1	Rendimiento de una bomba centrífuga.	133
Figura 3.2	Rendimiento de una bomba hidrostática.	134
Figura 3.3	Fieldpoint.	136
Figura 3.4	Tarjeta DAQ.	137
Figura 3.5	Sistema horizontal con pesas.	138
Figura 3.6	Sistema vertical de polea con pesas.	139
Figura 4.1.1	Válvula de Alivio Cetop 5.	150
Figure 4.1.2	Acoples Lovejoy.	150
Figura 5.1.1	Sensor de Presión.	181
Figura 5.1.2	Instalación sensor de Presión.	183
Figura 5.1.3	Transmisor universal Extech.	185
Figura 5.1.4	Montaje Transmisor Extech.	186
Figura 5.1.6	Instalación Transmisor Extech.	187
Figura 5.1.7	Calibración Transmisor para termocupla tipo J rango 0-200 °C.....	188
Fig. 5.2.1	Tarjeta de adquisición de datos National Instruent....	190
Fig. 5.2.2	Sensores del banco.	191
Fig. 5.2.3	Tanque de reserva.	192
Fig. 5.2.4	Línea de Succión.	193
Fig. 5.2.5	Línea de Retorno.	194
Fig. 5.2.6	Respiradero.	194
Fig. 5.2.7	Acople Lovejoy L-095.	196
Fig. 5.2.8	Motor WEG 3 HP.	196
Fig. 5.2.9	Campana.	197
Fig. 5.2.10	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi.	197
Fig. 5.2.11	Tablero de control.	198

Figura 5.2.12	Instalación correcta tubos flexibles – tensores.	202
Figura 5.2.13	Instalación correcta tubos flexibles – bucles.....	203
Figura 5.2.14	Instalación correcta tubos flexibles – torsión.....	203
Figura 5.2.15	Instalación correcta tubos flexibles –rozaduras.	204
Figura 5.2.16	Instalación correcta tubos flexibles – calor.....	204
Figura 5.2.17	Instalación correcta tubos flexibles –angulaciones....	205
Figura 5.4.3.1	Tipos de fallas en sello.	216
Figura 6.1.1	Perfil geométrico de un sello hidráulico K01.	225
Figura 6.1.2	Entorno LabView - Inicio.	228
Figura 6.1.3	Entorno LabView - Diagramas.	229
Figura 6.1.4	Entorno LabView - Señal Presión.	229
Figura 6.1.5	Entorno LabView - Señal Temperatura.	230
Figura 6.1.6	Entorno LabView - BOTONERA.....	230
Figura 6.1.7	Entorno LabView - Señales.	230
Figura 6.1.8	Entorno LabView - Cálculos Adicionales.....	231
Figura 6.1.1	Señal de Temperatura.	232
Figura 6.1.2	Señal de Presión.	232
Figura 6.2.1	Gráfica Presión en función del Voltaje.	235
Figura 6.2.2	Transformación del voltaje en presión.....	236

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ec. 2.1.1	Presión aplicada por un fluido en recipiente... 13
Ec. 2.1.2	Principio de Pascal. 14
Ec. 2.1.3	Teorema de Bernoulli..... 16
Ec. 2.1.4	Caudal de un fluido a través de una tubería... 17
Ec. 2.1.5	Ídem Ec. 2.1.4. 17
Ec. 2.1.6	Pérdida de carga en conducciones..... 18
Ec. 2.1.7	Número de Reynolds..... 20
Ec. 2.1.8	Viscosidad en grados Engler..... 27
Ec. 2.1.9	Viscosidad dinámica..... 28
Ec. 2.1.10	Ídem Ec. 2.1.9..... 28

Ec. 2.1.11	Calor evacuado por el depósito.	40
Ec. 2.1.12	Fórmula de Euler para cálculo de carga admisible en barras esbeltas.....	75
Ec. 2.1.13	Ídem añadido coeficiente de seguridad.....	75
Ec. 2.1.14	Ídem Ec. 2.1.1.....	76
Ec. 2.1.15	Superficie del émbolo.....	76
Ec. 2.1.16	Superficie del émbolo menos el vástago.....	76
Ec. 2.1.17	Esfuerzo a compresión.	77
Ec. 2.1.18	Esfuerzo a tracción.	77
Ec. 2.1.19	Velocidad de salida del émbolo al avance.	77
Ec. 2.1.20	Velocidad de entrada del émbolo al retroceso.	77
Ec.2.1.21	Volumen del cilindro.....	77
Ec.2.1.22	Caudal de alimentación.	78
Ec. 4.1.1.	Potencia requerida por una bomba hidráulica.	141

NOMENCLATURA UTILIZADA

<i>A</i>	Superficie
<i>cSt</i>	Centistokes
<i>D</i>	Diámetro del émbolo
<i>d</i>	Diámetro del vástago
<i>E</i>	Módulo de elasticidad
<i>°E</i>	Grados Engler
<i>e_T</i>	Energía térmica por unidad de peso
<i>F</i>	Fuerza
<i>g</i>	Aceleración de la gravedad
<i>h</i>	Altura total (Constante de Bernoulli)
<i>I</i>	Momento de inercia
<i>K</i>	Coeficiente de fijación en sus extremos para cilindros.
<i>k</i>	Coeficiente de conductividad

L	Longitud
Q	Caudal volumétrico
V	Volumen
v	Velocidad
T	Temperatura
t	Tiempo
P	Potencia
p	Presión
Re	Número de Reynolds
SI	Sistema Internacional
SSU	Segundos Saybolt universales
s	Carrera del cilindro
UNE	
W_{dep}	Calor evacuado por el depósito

Letras Griegas

ρ	Densidad absoluta
$\Delta p, \Delta T$	Variación de presión, temperatura
λ	Coefficiente de resistencia
μ	Viscosidad dinámica
Π	Número Π
σ	Esfuerzo normal

RESUMEN

El presente documento está basado en satisfacer la necesidad de la empresa Gercasa S.C. quienes como responsables de la fabricación de sellos para cilindros hidráulicos pretenden garantizar su trabajo frente al cliente apoyándose en un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto.

La meta del presente proyecto es diseñar y construir un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera y 250 milímetros de diámetro de pistón con capacidad de hasta 20 Mega pascales para la Empresa Gercasa S.C ubicada en la ciudad de Quito. Así mismo los resultados de este proyecto pretenden dejar establecido además un manual de operación y mantenimiento de la máquina que facilite su puesta en marcha.

La metodología que se aplicó para la elaboración del banco esta basada en la elección correcta de todos y cada uno de los componentes del sistema final en base a alternativas existentes en el mercado.

El banco consta de una central hidráulica compuesta básicamente por un depósito de almacenamiento de aceite, bomba, motor, válvula reguladora de presión, y demás componentes que componen un sistema hidráulico básico. Además el equipo consta con un sistema de adquisición de datos, sensores electrónicos y un entorno de control elaborado en LabVIEW, y dado su facilidad de manejo no va a ser un problema familiarizarse con el equipo; y lo que es más importante, ejecutar sin dificultades el proceso para la puesta a prueba de los cilindros.

El banco entró en funcionamiento desde el mes de Junio del año 2006, en las instalaciones de la empresa en cuestión ubicada en la panamericana norte kilómetro 6 ½, bodegas parque norte, bodega 21.

Con el presente proyecto se está garantizando que la empresa Gercasa cuente con un equipo capaz de comprobar sus sellos instalados en los cilindros hidráulicos que repara, evitando la presencia de errores previa la entrega del cilindro al cliente.

El banco de pruebas para cilindros genera de manera aceptable las condiciones principales de trabajo, como son la presión y la temperatura. Además, tanto el

sensor de presión como el de temperatura permiten apreciar en tiempo real el desarrollo de la prueba así como también posibles fallos pudiendo ser caídas de presión o aumentos bruscos de la temperatura.

GLOSARIO

ABSOLUTA.- Medida que tiene su base o punto cero en ausencia completa de la magnitud que está siendo medida.

ACTUADOR.- Dispositivo que convierte la energía hidráulica en energía mecánica. (Motor o cilindro)

ACTUADOR LINEAL.- Actuador que transforma la energía hidráulica en un movimiento rectilíneo. (Un cilindro)

ACTUADOR ROTATIVO.- El dispositivo que transforma la energía hidráulica en un movimiento giratorio. (Un motor hidráulico)

AIREACIÓN.- Es la presencia del aire en el fluido hidráulico. Una aireación excesiva provoca la formación de espuma en el aceite, siendo la causa del funcionamiento irregular de los componentes, debido a la compresibilidad del aire retenido por el fluido hidráulico.

ÁREA ANULAR.- Área con forma del anillo. Se refiere frecuentemente, al área efectiva en el lado del vástago de un cilindro, es decir: el área del pistón menos el área de la sección recta del vástago.

BOMBA.- Dispositivo que convierte la energía mecánica en transmisión fluida de esta energía.

BY – PASS.- Pasaje secundario para el caudal de un líquido.

CAÍDA DE PRESIÓN.- Diferencia de presiones entre dos puntos de un sistema o componente.

CALOR.- Es una forma de energía que puede originar calentamiento o aumentar la temperatura de una sustancia. Toda la energía utilizada para vencer un rozamiento se convierte en calor.

CANAL.- Pasaje para el fluido, cuya longitud es muy grande con relación a su sección transversal.

CARGA.- Energía referida a la unidad de peso.

CARRERA.-

1. Longitud de trabajo de un cilindro.
2. A veces denota el cambio de desplazamiento de una bomba o motor de desplazamiento variable.

CAUDAL.-

1. Volumen de fluido descargado por una bomba en un tiempo dado, expresado, generalmente, en gpm o lt/min.
2. El volumen de fluido que pasa a través de una conducción por unidad de tiempo.

CABRESTANTE.- Torno constituido por un tambor giratorio de eje vertical que se usa para mover grandes pesos por medio de un cable que se va arrollando en él; es muy común en los bancos y los puertos.

COMPRESIBILIDAD.- Es la capacidad de los fluidos para reducir su volumen al aumentar la presión a la que están sometidos (grandes presiones). Un líquido es tanto más compresible cuanto mayor es su viscosidad.

CENTRAL HIDRÁULICA.- Grupo transmisor de potencia formado, usualmente, por una bomba, depósito, válvula de seguridad y válvula direccional.

CENTRO TANDEM.- El orificio P de la válvula está comunicado al tanque en la posición central o neutra. Los orificios A y B están incomunicados.

CILINDRO.- Elementos que transforma energía hidráulica en movimiento y fuerzas lineales. La fuerza es proporcional al área de la sección recta y a la presión hidráulica que actúa sobre la misma.

CILINDRO BUZO.- Cilindro de simple efecto con un solo vástago en vez de pistón y vástago.

CILINDRO DE DOBLE EFECTO.- Cilindro en el que la fuerza del fluido puede ser aplicada en ambas direcciones.

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO.- Cilindro en el que la energía hidráulica produce fuerza o movimiento en una sola dirección. (El retorno se efectúa mediante la acción de la gravedad o por muelles.)

CILINDRO DIFERENCIAL.- Cualquier cilindro en el que las áreas de avance y retorno no son iguales.

COLADOR.- Filtro grueso.

COMPONENTE.- Una sola unidad eléctrica o hidráulica.

COMPRESIBILIDAD.- Modificación del volumen de un fluido cuando está sometido a una variación de presión.

CONAMINACIÓN.- Cualquier sustancia extraña al fluido hidráulico que ejerza un efecto perjudicial al funcionamiento del sistema. Puede ser por partículas sólidas, líquidas o gaseosas.

CONTRAPRESIÓN.- Se refiere a la presión que existe en la línea de retorno a tanque. Hace aumentar la presión necesaria para mover la carga.

CONTROL.- Dispositivo utilizado para regular el funcionamiento de una unidad.

CONTROL HIDRÁULICO.- Control que es efectuado por fuerzas inducidas hidráulicamente.

CONTROL MANUAL.- Control accionado por el operador con independencia del medio de accionamiento.

DEPÓSITO.- Recipiente para almacenar el líquido en una central hidráulica.

DESCARGAR.- Dirigir el caudal de una bomba, por lo general, directamente al depósito para impedir que la presión quede aplicada al sistema o a una parte del mismo.

DESPLAZAMIENTO.- La cantidad de líquido que puede pasar a través de una bomba, motor o cilindro en una sola revolución o carera.

DRENAJE.- Pasaje en un componente hidráulico o procedente de éste que hace volver independientemente el caudal de fugas al depósito.

ENERGÍA.- Habilidad o capacidad para realizar un trabajo.

ESTRANGULAMIENTO.- Restricción cuya longitud es pequeña, comparada a su sección transversal. Permite el paso de un caudal restringido. Puede controlar el caudal o crear una pérdida de presión determinada.

ESTER.- compuesto orgánico resultante de la reacción de un ácido con un alcohol.

FILTRO.- Dispositivo cuya función principal es retener los contaminantes insolubles en el fluido.

FILTRO DE AIRE.- Dispositivo que permite que el aire limpio pase del exterior del depósito al interior para mantener la presión atmosférica.

FLUIDO.-

1. Líquido o gas.

2. Líquido preparado especialmente para utilizarlo como medio transmisor de potencia en un sistema hidráulico.

FUERZA.- Cualquier causa que tienda a producir o modificar un movimiento.

GRADO DE FILTRACIÓN.- El tamaño de las partículas más pequeñas que el filtro puede retener.

GLICOL.- nombre genérico de los alcoholes divalentes saturados.

HIDRÁULICA.- Ciencia que trata de las presiones y caudales de los líquidos.

ÍNDICE DE VISCOSIDAD.- Medida de las variaciones de viscosidad de un fluido originadas por las variaciones de temperatura.

LÍNEA.- Tubo, tubería, o manguera flexible que actúa como conductor de un fluido hidráulico.

LÍNEA DE ASPIRACIÓN.- Línea hidráulica que conecta el depósito con la entrada de la bomba.

LÍNEA DE PRESIÓN.- Línea que lleva el fluido hidráulico de la salida de la bomba al orificio presurizado del actuador.

LÍNEA DE RETORNO.- Línea utilizada para llevar el fluido de la salida del actuador al depósito.

MOTOR.- Dispositivo que transforma la energía hidráulica en energía mecánica de rotación.

NAFTA.- líquido volátil muy combustible, que se obtiene en la destilación fraccionada del petróleo por debajo de los 150° C; se compone de una mezcla de hidrocarburos de peso molecular relativamente bajo, y se emplean en motores de combustión.

ORIFICIO.- Final interno o externo de un pasaje en un componente hidráulico.

PARAFINA.- mezcla de hidrocarburos sólidos obtenidos del petróleo; es una masa blanca translúcida, sin olor, soluble en benceno, cloroformo, éter, sulfuro de carbono y aceites. Se usa, entre otras cosas, como aislante y en la fabricación de velas.

PISTÓN.- Pieza de forma cilíndrica que se ajusta dentro de un cilindro y transmite o recibe un movimiento mediante un vástago conectado a la misma.

PRESIÓN.- Es la fuerza por unidad de área. Se expresa normalmente en bar, pascales o psi.

RÉGIMEN LAMINAR.- Régimen en el que las partículas del fluido se mueven según trayectorias paralelas.

RÉGIMEN TURBULENTO.- Régimen en el que las partículas del fluido se mueven según trayectorias que se cruzan, originándose torbellinos.

RELÉ.- Un dispositivo electromagnético que permite que un circuito controle a otro sin una conexión eléctrica directa entre los dos circuitos.

RENDIMIENTO.- Relación entre la salida y la entrada. El rendimiento volumétrico de una bomba es igual al caudal de salida dividido por el caudal teórico de salida. El rendimiento total de un sistema hidráulico es la potencia de salida por la potencia de entrada.

SEÑAL ANALÓGICA.- Una señal de corriente o tensión, CC o CA, que representa cantidades físicas continuamente variables.

SEÑAL DIGITAL.- Una señal de corriente o tensión que varía entre dos niveles fijos distintos.

SOLENOIDE.- Un dispositivo electromagnético que convierte la energía eléctrica en movimiento mecánico lineal. Se utiliza para accionar las válvulas direccionales.

TANQUE.- depósito del fluido.

VÁLVULA:- Dispositivo que controla la dirección, presión o caudal de un fluido.

VÁLVULA ANTIRRETORNO.- Válvula que permite el paso del fluido en una sola dirección.

VÁLVULA DE DESCARGA.- Válvula que envía fluido al depósito cuando se mantiene una presión predeterminada en su línea de pilotaje.

VÁLVULA DE SEGURIDAD.- Válvula accionada por presión que desvía el caudal procedente de la bomba a tanque, limitando la presión del sistema a un valor máximo predeterminado.

VÁLVULA DIRECCIONAL.- Válvula que envía caudal o impide el paso del mismo en direcciones determinadas previamente.

VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN.- Una válvula que limita la presión máxima a su salida con independencia de la presión de entrada.

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL.- Válvula que controla el caudal.

VÁSTAGO.- Pieza de forma cilíndrica, de diámetro constante, que se utiliza para transmitir un empuje.

VELOCIDAD.-

1. Es la rapidez con que el fluido se desplaza en una línea hidráulica.
2. La rotación de un motor medida en revoluciones por minuto.

VISCOSIDAD.- Medida del rozamiento interno o de la resistencia de un fluido a fluir.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES.

El sector industrial de nuestro país no ha sufrido cambios vertiginosos en los últimos 10 años y eso lo podemos apreciar en la obsolescencia de la gran mayoría de sistemas con la que cuenta actualmente el sector industrial, ya sea en los campos relacionados con productos alimenticios, lácteos, cárnicos, farmacéuticos y aseo; sin olvidar el sector relacionado con la maquinaria pesada.

Es así que la industria ecuatoriana requiere del desarrollo tecnológico del más alto nivel con la finalidad de abastecer y dar soporte continuo a sus demandas de producción, para lo cual es necesario disponer de maquinaria que esté a un nivel óptimo.

De aquí se desprende la importancia de la decisión de impulsar la expansión eficiente del sector industrial, para la consecución de un desarrollo tecnológico autónomo, generación y calificación de mano de obra y como también la utilización de recursos naturales disponibles en el país.

La Empresa Gercasa en sus 3 años de experiencia ha demostrado que la calidad de sus sellos hidráulicos y neumáticos es indiscutiblemente buena. Sin embargo, en el último año ha sufrido una serie de dificultades relacionadas directamente con la verificación de los sellos hidráulicos que fabrica. En vista de que llevar un cilindro a un banco de pruebas cuesta alrededor de \$300, rubro sumamente alto para un cliente común, es conveniente poseer una máquina propia de la empresa que le permita verificar sus sellos para todos sus clientes.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

Con el presente documento se pretende justificar el diseño, y la construcción de un proyecto de desarrollo tecnológico denominado “Banco de Pruebas para Cilindros Hidráulicos”, obteniéndose con la elaboración del mismo y su homologación una garantía de los parámetros característicos de todos los sellos que trabajan dentro de un cilindro hidráulico.

Estos sistemas los encontramos en una gran variedad de máquinas como son grúas, volquetas, retroexcavadoras, elevadores, prensas, cizallas, montacargas, niveladoras, etc. Como todos conocemos, en nuestro país, gran número de empresas no cuentan con sistemas de mantenimiento planeado y la maquinaria llega prácticamente desecha a su primera reparación. El problema básico de reparar maquinaria en este estado es que no podemos garantizar la respuesta a los parámetros característicos previo a la operación debido a que no se puede simular las condiciones reales de trabajo ya que no se cuenta con un Banco de Pruebas que cree este tipo de parámetros reales.

El proyecto tiene como objetivo diseñar una máquina que simule variables como: temperatura del aceite, presión y caudal para las características del cilindro hidráulico en particular. Esto ayudado de un software de adquisición de datos que tabule toda esta información y presente gráficas de comportamiento real para una serie de carreras del vástago, “comparando” dichas gráficas, con las especificaciones del fabricante, obteniéndose, dependiendo de las diferencias entre parámetros, un enfoque claro para dar solución a un problema en particular, en el caso de que se presente. Mediante este banco se pretende garantizar que los sellos trabajen correctamente y que no existan fallos ocultos posteriores.

Además, se dará solución a la necesidad que tiene la Empresa Gercasa S.C., una compañía con 3 años de experiencia en el mercado que fabrica e instala dichos sellos para maquinaria hidráulica, pero carece de la factibilidad de poner dichos elementos a prueba.

Con este diseño se pretende dar una solución confiable cuya operación sea sencilla y su mantenimiento sea bajo.

Finalmente, se aplicarán los conocimientos adquiridos en la Facultad de Ingeniería Mecánica, evaluando la capacidad de desenvolvimiento frente a eventualidades, dando una correcta solución a los problemas que se presenten, reforzando así, los temas tratados durante la carrera.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 General.

La meta del presente proyecto es diseñar y construir un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera y 250 milímetros de diámetro de pistón con capacidad de hasta 20 Mega pascales para la Empresa Gercasa S.C. en un tiempo de 6 meses a partir de la aprobación de este perfil. El presupuesto de este proyecto es de 5.000,00 (cinco mil dólares) que incluye gastos de ingeniería y fabricación, costos imputables del proyecto y adquisición de materiales.

Los resultados de este proyecto pretenden dejar establecido además un manual de operación y mantenimiento de la máquina que facilite su puesta en marcha.

Específicos.

1. Estudiar todas las variables que involucran un funcionamiento “real” del pistón (temperatura, presión y caudal), verificando una producción y colocación de sellos óptima.
2. Establecer alternativas de solución aconsejables en base a características técnicas, de seguridad, funcionalidad y construcción; así como a determinados contratiempos que puedan ocurrir el momento de el testeo del cilindro, seleccionando un sistema de obtención de datos adecuado para tabular en tiempo real magnitudes como presión, caudal, y temperatura.

3. Diseñar el sistema hidráulico para un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto.
4. Dibujar los planos constructivos del banco para conseguir su correcto armado y funcionamiento y además para que con un moderado mantenimiento tenga una larga vida útil.
5. Realizar la construcción del mencionado banco de pruebas y las pruebas de homologación respectivas.
6. Verificar que las condiciones en las que se encuentra el cilindro sometido a prueba sean óptimas y garanticen un buen desempeño, mediante la comparación de gráficas en tiempo real versus especificaciones del fabricante (Ej.: presión-caudal, temperatura-presión, rpm-presión, presión-tiempo, rpm.-temperatura, caudal-rpm, caudal-tiempo).

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO.

El proyecto cubre la mayoría de aplicaciones oleohidráulicas que están vinculadas con maquinaria pesada, fabricación de productos alimenticios, farmacéuticos, cárnicos, lácteos, aseo y bebidas. Los rangos de presiones en los que oscilan éstos trabajos van hasta 20 Megapascuales (3000 psi). Es así que el alcance del proyecto tiene como límite cilindros de doble efecto que trabajen bajo este rango de presiones y que utilicen el aceite hidráulico como fluido de trabajo. Los cilindros considerados pueden tener una carrera de de 1,5 m y 0,25 metros de diámetro de pistón. Estas limitantes se toman debido a que la máquina CNC que fabrica actualmente los sellos hidráulicos tiene la capacidad de elaborar un sello hasta un diámetro exterior de 0,254 m.

Sin embargo queda la posibilidad abierta de un proyecto complementario que permita ampliar el rango aplicativo del banco de pruebas en lo que respecta a dimensiones mayores.

1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.

La ventaja de poseer un banco de pruebas como éste es que se podría someter a los sellos nuevos a las condiciones de trabajo adecuados antes de entregar el trabajo al cliente. Gracias a esto se podría entregar un producto de calidad y con un certificado de funcionamiento del cilindro hidráulico.

Actualmente los trabajos que se realizan en dicha empresa, no se someten al proceso de comprobación debido a que no se simulan las condiciones normales de trabajo como son la presión, caudal y temperatura.

El equipo es necesario debido a que mediante él se podrá garantizar un sello correcto y probado a condiciones reales de operación. Si nos vamos a las cifras concretas, los principales problemas relacionados en éste ámbito son los siguientes:

Tabla 1.1 Ordenes de producción por fallos en fabricación de sellos

OP	Cliente	Fecha	Costo	Problema
5742	CONDUTO	20/10/2004	\$711,0	Los sellos del pistón de los cilindros Daewoo cedieron cuando trabajaron a las condiciones de trabajo.
5746	LUIS TRUJILLO	25/10/2004	\$55,0	El sello de pistón para una oruga se reventó al trabajar a alta presión.
5854	TALLERES ECA	27/11/2004	\$255,0	Los chevrones cedieron en los labios en una Escavadora John Deere.
5865	RITER S.A.	30/11/2004	\$180,0	El sello del Pistón de una Pala Caterpillar cedió al aumentar la temperatura del fluido motriz a 120 grados centígrados.

Estos son algunos de los trabajos en los que se pudieron evitar errores si previamente los sellos hubieran sido sometidos a prueba. Todo esto hace prever

que la puesta en marcha de un proyecto de esta magnitud beneficiaría directamente los intereses de la empresa en mención.

Finalmente, un punto importante considerado es que el banco podría ser ampliado en capacidad y funcionalidad de acuerdo a las necesidades de la empresa a futuro. Inclusive, el diseño permitirá una adaptación para proyectos como un banco de pruebas hidrostáticas para mangueras, motores hidráulicos y cajas de válvulas entre otros.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 FUNDAMENTOS DE OLEOHIDRÁULICA.

La oleohidráulica o técnica del aceite comprimido¹ en la industria moderna ha crecido debido a que este medio posee ventajas como la versatilidad, implantación simple, silenciosa y de control sencillo tanto de la fuerza, como de los pares de giro y de la velocidad de los mecanismos que componen las máquinas. Una ventaja adicional son las elevadas presiones de trabajo que permiten transmitir grandes esfuerzos o pares de rotación a través de actuadores lineales concebidos para este fin como motores o cilindros hidráulicos. A esto debemos sumar la posibilidad del manejo mediante automatización de los componentes principales que posee el circuito.

Dentro de las *ventajas* que ofrecen los medios de transmisión oleohidráulicos frente a soluciones mecánicas convencionales, pueden destacarse lo siguiente:

- Movimientos suaves, silenciosos y libres de vibraciones.
- Posibilidad de invertir fácilmente el sentido de la marcha.
- Regulación sencilla de las velocidades de trabajo.
- Control simple de las fuerzas y pares en los cilindros y en los actuadores de giro.
- Posibilidad de conseguir arranques y paradas progresivas en los movimientos.
- Fácil protección contra las sobrecargas.
- Auto engrase de todos los componentes.

¹ ROCA RAVELL, Felip. Oleohidráulica básica – Diseño de Circuitos. Madrid: Edicions UPC, 1997. p. 7.

Algunos de los inconvenientes comparados con las transmisiones mecánicas son:

- Para generar presión y caudal es necesario disponer de un motor y una bomba, además de otros componentes auxiliares.
- Es preciso una purga previa de las burbujas de aire que contienen tuberías y aparatos diversos.
- Se originan a veces ciertas pérdidas del fluido por los aparatos y por los racores de unión de las tuberías.

Mediante esta forma de transmisión de energía, pueden conseguirse movimientos lineales o rotatorios. El más utilizado es sin lugar a duda el cilindro hidráulico, que consta de camisa, pistón, eje y o vástago que se desplaza linealmente para producir el trabajo.

Además, tenemos un motor oleohidráulico a través del cual se consigue el giro de un eje a distintas velocidades y en ambos sentidos según ingrese el aceite por uno u otro conducto de la alimentación.

Aplicaciones Generales de la Oleohidráulica

Debemos considerar que las presiones que se presentan en la oleohidráulica están consideradas dentro de cuatro grandes grupos:

- Baja Presión: hasta 70 bar.
- Media Presión: del orden de 210 bar.
- Alta presión: 400 a 600 bar.
- Altísima presión: por encima de 1000 bar.
-

Rangos de presiones de trabajo en aplicaciones comunes en la industria:

Tabla 2.1.1 Aplicaciones Oleohidráulica

Campos de aplicación	Subdivisión de los campos de aplicación en mercados individuales	Sistemas hidráulicos en	Rango de presión de servicio en bar
<i>Hidráulica industrial</i>	Plantas siderúrgicas y laminadoras	Transportador elevador, sistemas de transporte.	160 hasta 180
		Caballetes de ajuste para laminadores.	315 hasta 420
	Máquinas herramientas	Cepilladoras, balancines, agujereadoras, tornos y fijadoras, dispositivos.	50 hasta 100
		Hidráulicos de fijación	50 hasta 300
		Industria automovilística	16 hasta 120
	Prensas	Prensas en general	215 hasta 315
		Prensas especiales	400 hasta 600
		Prensas de alta presión	hasta 1000
	Máquinas para plásticos	Máquinas de inyección y de soplado	150 hasta 210
		Máquina de moldeado a presión	250 hasta 315
		Máquinas de inyección especiales	300 hasta 450
	Técnica de bancos de ensayo	Ensayo de materiales	250 hasta 290
		Equipos de simulación	
<i>Hidráulica en construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas, técnica de teatros</i>	Hidráulica en construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas, técnica de teatros	Técnica de teatros, plataformas elevadoras, cabrestantes, cortinajes	100 hasta 150
		Técnica de reactores, compuertas para personas	50 hasta 100
		Regulación de turbinas de vapor	120 hasta 250
		Instalaciones para diques, esclusas	100 hasta 220
		Puentes móviles, teleféricos y elevadores	160 hasta 250
<i>Hidráulica en minería</i>	Hidráulica en minería y con agua como fluido	Accionamiento hidráulico de teleféricos	200 hasta 250
		Máquinas de carga y escavadoras	200 hasta 280
		Hidráulica en galerías, máquina para abrir túneles	320 hasta 420
<i>Hidráulica para el</i>	Agricultura	Tractores, segadoras, trilladoras,	hasta 100

sector móvil		cosechadoras	
	Hidráulica para el sector móvil	Sistema de transporte, grúas, elevadoras, niveladoras	160 hasta 250
		Escavadoras, máquinas para túneles	350 hasta 420

Continuación Tabla 2.1.1 Aplicaciones Oleohidráulica

Hidráulica en técnicas especiales	Técnicas especiales	Mecanismo de traslación, accionamientos de timón de aviones	150 hasta 400
	Bombas de pistón/ reductores hidrostáticos	Máquinas especiales	hasta 315
		Accionamientos rotativos en:	
		- Área industrial	hasta 315
		- Sector móvil	hasta 420
		- Área de bancos de ensayo	hasta 300
		Regulación secundaria	hasta 300
	Cabrestantes	hasta 200	
Hidráulica en barcos	Bombas de pistón/ reductores hidrostáticos	Posicionamiento del timón	150 hasta 250
		Grúas a bordo	150 hasta 300
		Puestas de proa	hasta 200
		Tamices de grava	hasta 200

2.1.1 CONCEPTOS Y LEYES FUNDAMENTALES.

Primero es importante saber las magnitudes básicas con sus respectivas derivaciones, que para el Sistema Internacional y el Sistema Técnico son las siguientes:

Tabla 2.1.2 Unidades Sistema Internacional

SISTEMA INTERNACIONAL (SI)

UNIDADES BÁSICAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	metro	m

Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
UNIDADES SUPLEMENTARIAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Ángulo plano	radián	rad

Continuación: Tabla 2.1.2 Unidades Sistema Internacional

UNIDADES DERIVADAS			
Magnitud	Unidad	Símbolo	Fórmula
Fuerza	newton	N	Kg.m/s ²
Frecuencia	hercio	Hz	1/s
Energía	julio	J	N.m
Trabajo	julio	J	N.m
Potencia	watio	W	J/s
Presión	pascal	Pa	N/m ²
PREFIJOS DE LAS UNIDADES			
Cantidad	Múltiplo	Prefijo	Símbolo
1.000.000.000	10 ⁹	giga	G
1.000.000	10 ⁶	mega	M
1.000	10 ³	kilo	k
0,001	10 ⁻³	mili	m
0,000001	10 ⁻⁶	micro	μ

Tabla 2.1.3 Unidades Sistema Técnico

SISTEMA TÉCNICO

UNIDADES BÁSICAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo fuerza	Kgf o kp
Tiempo	segundo	seg

UNIDADES DERIVADAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Masa	unidad técnica de masa	UTM
Energía	kilográmetro	kgm o kpm
Trabajo	kilográmetro	kgm o kpm
Potencia	Kilográmetro por segundo	kgm/seg
Potencia	caballo de vapor	CV

Para convertir de un sistema a otro se utilizan las siguientes relaciones:

$$1 N = \frac{1}{9,81} \text{ kgf} = \frac{1}{9,81} \text{ kp}$$

$$1 \text{ kgf} = 1 \text{ kp} = 9,81 \text{ N}$$

$$1 \text{ J} = \frac{1}{9,81} \text{ kgm}$$

$$1 \text{ kgm} = 9,81 \text{ J}$$

$$1 \text{ W} = 0,102 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$$

$$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}} = 9,81 \text{ W}$$

$$1 \text{ W} = 0,00136 \text{ CV}$$

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$$

La oleohidráulica se basa en los principios de la hidrostática o de la hidrodinámica que constituyen la mecánica de fluidos.

Los líquidos no son compresibles (en términos prácticos), al contrario de lo que ocurre con los gases. Carecen de forma propia y adoptan la que tiene el recipiente donde se introducen.

Además, si sobre una masa líquida se ejerce una fuerza, ésta se transmite a todos sus puntos. Así, la fuerza F (Figura 2.1.1), aplicada al émbolo A , origina una presión que se transmite en todas las direcciones y cuyo valor es idéntico en cualquier punto.

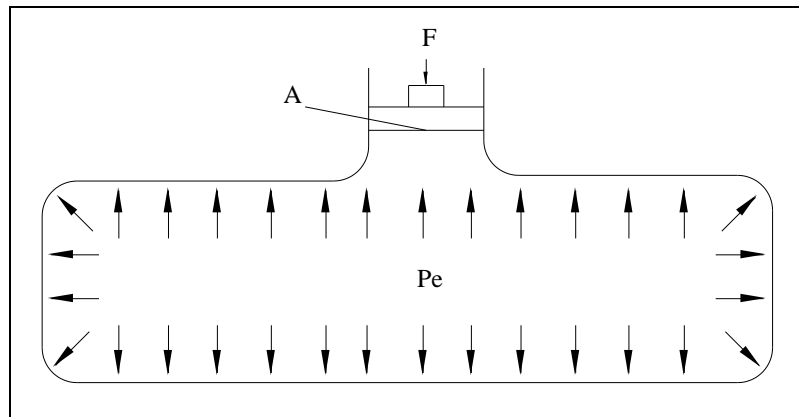


Figura 2.1.1 Principios Físicos

La presión que se conseguiría en todas las direcciones, despreciando el rozamiento del fluido y el peso propio, será:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (\text{Ec. 2.1.1})$$

Siendo:

p = Presión en Pa

F = Fuerza en N

A = Superficie del pistón en m^2

d = Diámetro del pistón en m

Pascal menciona lo siguiente: **“La presión ejercida sobre la superficie libre de un líquido, se transmite íntegramente igual y en todas direcciones”**. Este principio se aplicó en la construcción de la famosa prensa hidráulica. Ésta consiste en dos cilindros asimétricos de material resistente llenos con líquido y con émbolos en sus extremos libres. Al hacer una fuerza en el cilindro menor y originar una presión, ésta se transmite a través del líquido y llega hasta el otro extremo y mueve el émbolo mayor. La fuerza en este émbolo debe ser mayor para que al dividirse entre el área, también mayor, origine la misma presión inicial.

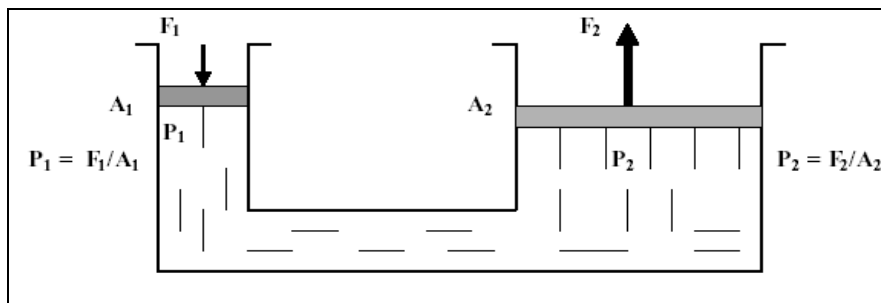


Figura 2.1.2 Principio de Pascal²

Como las presiones son iguales: $p_1 = p_2$, se tiene:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= p_2 \\
 \frac{F_1}{A_1} &= \frac{F_2}{A_2} \quad (\text{Ec. 2.1.2}) \\
 F_2 &= \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1
 \end{aligned}$$

Esta ecuación nos indica que la fuerza F_2 en el cilindro mayor, será tantas veces mayor como el área 2 sea mayor que el área 1. En otras palabras, la prensa hidráulica resulta ser un multiplicador de fuerzas. La prensa hidráulica se aplica en: frenos hidráulicos, gatas hidráulicas, sillones hidráulicos, trituradores, compactadores, etc.

² Ibíd.,p. 20

Si estudiamos el movimiento del aceite en los sistemas oleohidráulicos se considerará éste como fluido ideal al cual se le aplicarán en su momento los coeficientes de corrección correspondientes. De esta forma las leyes fundamentales de la hidrodinámica clásica pueden ser también aplicadas a este tipo de transmisión energética.

Considerando ahora un fluido perfecto, el principio de conservación de la energía permite relacionar las energías a través del conocido *Teorema de Bernoulli*. A continuación se presenta un conducto cualquiera de sección variable y de forma irregular en su conjunto. Entre cualquiera de las secciones consideradas en dicho conducto se cumple:

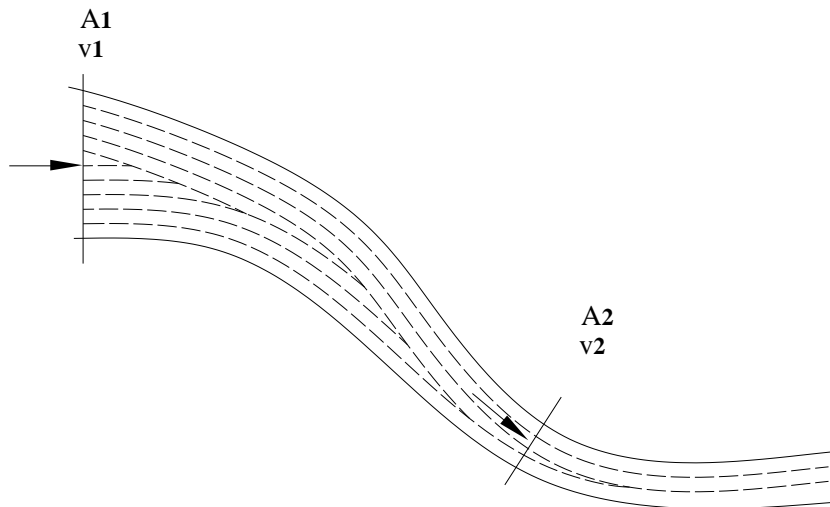


Figura 2.1.3 Ecuación de Continuidad

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = Q = \text{Constante}$$

Siendo:

A_1 y A_2 = Secciones transversales del conducto en m^2 .

v_1 y v_2 = Velocidades medias respectivas de dichas secciones en m/min.

Q = Caudal del fluido en m³/min.

El caudal es la cantidad de fluido que pasa por un conducto en un tiempo determinado.

Tomando ahora en cuenta la Figura 2.1.4, y a dos secciones transversales cualesquiera A₁ y A₂, situadas a las alturas h₁ y h₂ desde un plano de referencia, se cumplirá, según el mencionado teorema y teniendo en cuenta la conservación de energía:

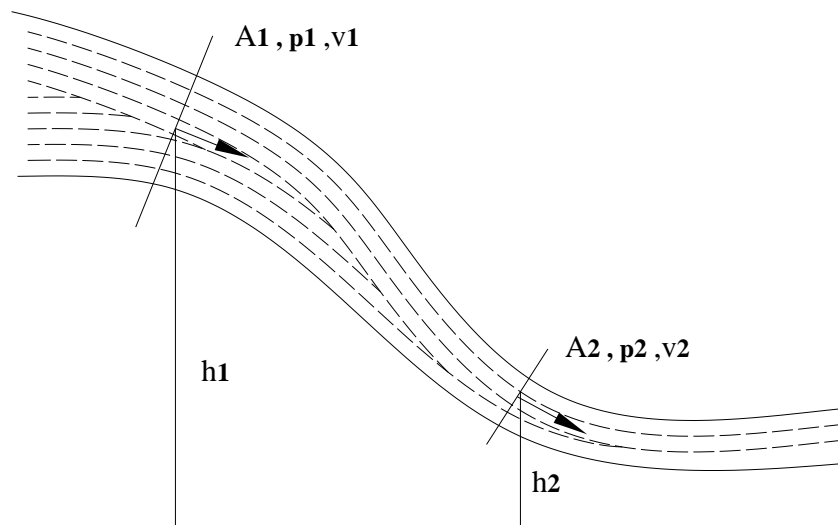


Figura 2.1.4 Teorema de Bernoulli

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + e_{T1} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + e_{T2} = \text{Constante} \quad (\text{Ec. 2.1.3})$$

Donde:

h₁ y h₂ = Alturas de referencia en m.

v₁ y v₂ = Velocidades del fluido en las secciones A₁ y A₂.

p₁ y p₂ = Presiones estáticas en N/m².

g = Aceleración de la gravedad en m/s².

ρ = Densidad del líquido en Kg/m³.

e_{T1} y e_{T2} = Energía térmica por unidad de peso, expresada en m.

Considerando las altas presiones empleadas en oleohidráulica, tal expresión puede simplificarse. Es así, que pueden perfectamente omitirse las diferencias de nivel o alturas de las secciones y las diferencias de energía térmica. La expresión anterior quedará de la siguiente manera.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} = \text{Constante}$$

Teniendo en cuenta esta última expresión, en la práctica se cumple pues que toda disminución de sección en una conducción por donde discurre un fluido, se traduce en un aumento de la velocidad y, por tanto, en una disminución de la presión, y viceversa.

Por otro lado, si por un tubo de secciones desiguales circula un líquido de manera continua, por cada tramo de tubería pasarán los mismos volúmenes de líquido por unidad de tiempo.

El caudal Q que fluye por el tubo es el volumen V del líquido que circula por él por unidad de tiempo t:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{Ec. 2.1.4})$$

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

$$Q = \frac{A \cdot L}{t} \quad (\text{Ec. 2.1.5})$$

2.1.2 CAÍDAS DE PRESIÓN O PÉRDIDA DE CARGA.

Aunque se conoce que en todo sistema existen pérdidas, el responsable del diseño de la instalación debe procurar que las pérdidas de carga o de presión en las conducciones se reduzcan a unos mínimos razonables. La pérdida de carga o rendimiento en tuberías rectas depende de varios factores: rugosidad superficial del interior de tubo, longitud del mismo, sección de paso, viscosidad del aceite y velocidad media de circulación del fluido.

En lo que respecta a las condiciones del tubo y al aceite, el responsable del diseño no puede hacer mucho debido a que los valores le vienen impuestos por el fabricante de estos productos. En lo que se refiere a la longitud del tubo, lo imponen los requerimientos de la instalación, donde, por razones evidentes, debe ser lo más corta. Además, debe conseguir que el fluido circule por las tuberías a una velocidad adecuada, o en régimen laminar, con el objeto de no superar el número de Reynolds crítico. Para ello bastará con dimensionar de manera adecuada el diámetro interior de las tuberías para cada caso.

Las pérdidas de carga en las conducciones se expresan por las caídas de presión que tiene lugar en los diferentes tramos. Esta pérdida de carga en un determinado tramo puede calcularse a través de la expresión:

$$\Delta_p = \frac{50 \cdot \lambda \cdot L \cdot v^2}{d \cdot g} \quad (\text{Ec. 2.1.6})$$

Donde:

Δ_p = Caída de presión en bar

λ = Coeficiente de resistencia donde:

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad \text{para el régimen laminar}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}} \quad \text{para el régimen turbulento}$$

- L = Longitud del tramo correspondiente de tubería en m.
v = Velocidad media del aceite en m/s.
d = Diámetro interior de la tubería en mm.
g = Aceleración de la gravedad en m/s^2 .

2.1.3 RÉGIMEN LAMINAR Y TURBULENTO, NÚMERO DE REYNOLDS.

Al circular un líquido por un conducto tiene lugar una pérdida de carga como consecuencia de cierta resistencia que opone la pared interior de la tubería y el rozamiento interno entre las propias partículas del fluido. Para una conducción recta, dichas pérdidas dependerán de la rugosidad interior de la pared del tubo, de la longitud de éste, y de la velocidad del fluido, o lo que viene a ser lo mismo, del diámetro de la sección.

De acuerdo a la velocidad de circulación del fluido, y de acuerdo a cómo se comporten las partículas en su desplazamiento, pueden considerarse dos tipos de régimen: el régimen *laminar* y el *turbulento*.

En el caso del régimen *laminar*, el fluido circula a velocidad reducida, según se representa en la Figura 2.1.5(a), caracterizando su partículas por moverse en línea recta según trayectorias paralelas al eje del tubo. Este tipo de flujo es el ideal en las transmisiones oleohidráulicas pero no siempre es posible. Tal y como se aprecia en la Figura 2.1.5(c), en este tipo de régimen las partículas de aceite adheridas a la superficie interior del tubo permanecen estacionarias, o lo que es lo mismo, tienen la velocidad nula. La velocidad de dichas partículas va aumentando desde dicha pared hasta el eje del tubo donde se hace máxima, según la variación aproximada mostrada en el dibujo. Se considera velocidad media del fluido V_m , aquella velocidad supuestamente constante que haría circular un caudal determinado o volumen de líquido por unidad de tiempo.

Cuando los valores de la velocidad media alcanzan y sobrepasan un determinado valor, se dice que se ha llegado a lo que se denomina *velocidad crítica*. A partir de ahí las partículas, según se muestra en la Figura 2.1.5(b) , están dotadas de un movimiento desordenado cambiando continuamente de dirección al entrecruzarse entre sí formando torbellinos. A este tipo de régimen se lo denomina *turbulento*. La distribución aproximada de las velocidades de las partículas se muestra en la Figura 2.1.5 (d), donde también las velocidades en la pared del conducto son nulas, haciéndose máximas en el centro o eje geométrico longitudinal, pero con una variación en toda la sección algo distinta de la que se produce en el régimen laminar.

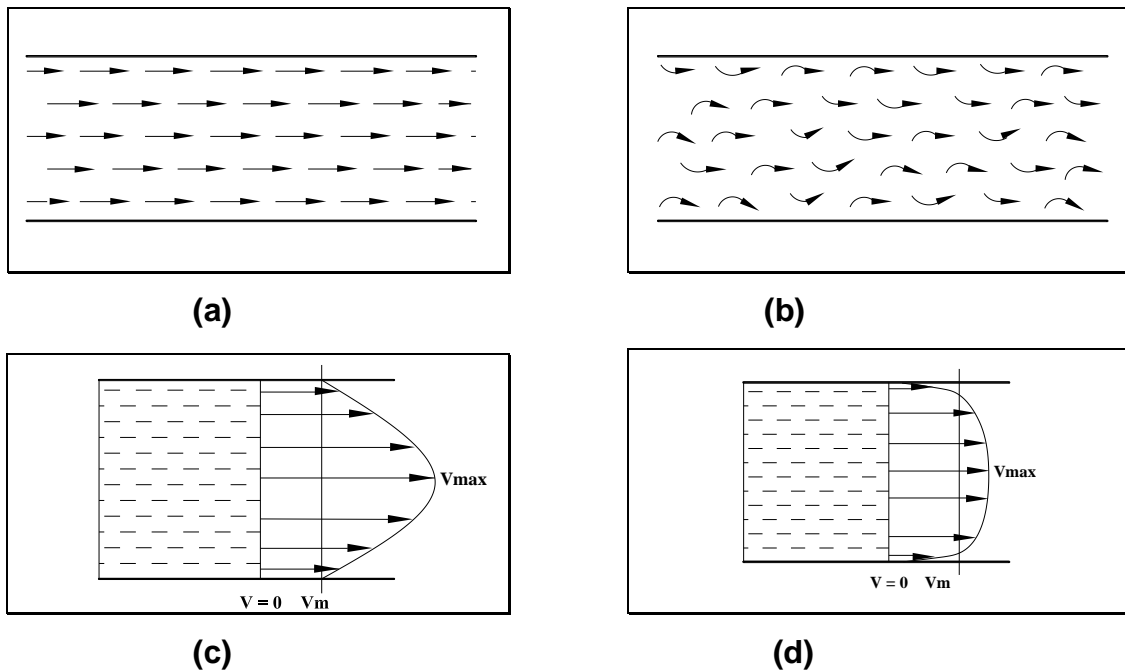


Figura 2.1.5 Régimen Laminar y Turbulento

El tipo de régimen existente en una tubería puede determinarse mediante el número característico de Osborne Reynolds, que es adimensional y está referido a conducciones de sección circular. Tal número se obtiene a través de la expresión:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu \cdot g} \quad (\text{Ec. 2.1.7})$$

Donde:

ρ = Densidad del líquido en Kg/m³.

v = Velocidad media en el conducto en m/s.

d = Diámetro interior de la tubería en m.

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en kg/m·s.

g = Aceleración de la gravedad en m/s².

La experiencia nos muestra que para tubos cilíndricos de pared lisa, la velocidad crítica o de transición de un régimen laminar a uno turbulento se alcanza para un valor característico de Reynolds:

$$R_e = 2300$$

En las conducciones empleadas en oleohidráulica no conviene superar este significativo número. En el conjunto de la instalación ello no es posible debido al elevado número de estrangulaciones y cambios bruscos en la dirección del fluido que se producen en los propios componentes del circuito como en los distribuidores, los reguladores de caudal, las válvulas antiretorno y en los diversos tubos y racores de unión que se emplean.

2.1.4 VELOCIDADES DEL FLUIDO EN CIRCUITOS.

De acuerdo a la figura se puede apreciar los cuatro tipos de tuberías que conforman cualquier circuito: las de aspiración, las de presión, las de retorno y las que cumplen con la doble función de presión y retorno.

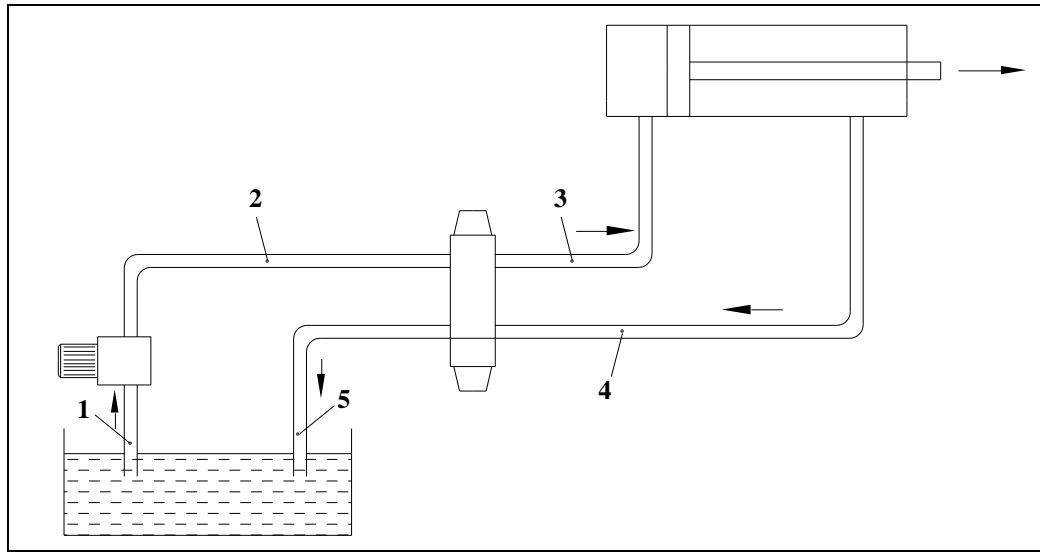


Figura 2.1.6 Circuito Oleohidráulico Convencional simplificado

Las tuberías *de aspiración* (1) son tuberías que discurren desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. El extremo libre de la tubería debe encontrarse sumergido en el aceite con el objeto de evitar la aspiración de aire. Debe procurarse que sean de la menor longitud posible con objeto de facilitar la aspiración del aceite. El diámetro interior debe ser generoso para que la velocidad del fluido sea lenta y no forzar la aspiración de la bomba. Por estas tuberías circula el aceite a la velocidad más lenta de todo el circuito. El sentido del flujo es siempre el mismo ya que se dirige hacia la bomba. Son tuberías que en general no soportan presión.

Los conductos *de presión* (2) son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, en este caso un cilindro. En estas tuberías la velocidad puede ser la más rápida y dependerá también de la presión de trabajo del circuito. El sentido del flujo es siempre el mismo y se dirige desde la bomba hasta el mencionado distribuidor. Estas tuberías se encuentran sometidas a la mayor presión que se produce en el circuito.

Las tuberías *de retorno* (5) son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. El fluido circula con una presión mas baja. La velocidad debe ser algo más lento que en los conductos de presión y el sentido del flujo también es constante y se dirige siempre desde el distribuidor hacia el depósito.

Las tuberías de distribución hacia los actuadores (3) y (4) son tuberías que cumplen la doble función de tuberías de *presión* y de *retorno*, dependiendo del sentido del movimiento del vástago cuando el accionador es un cilindro, y del sentido de giro del eje, cuando tal accionador es un motor hidráulico o un accionador rotatorio. Para nuestra figura, donde el vástago del cilindro avanza, la tubería (3) se comporta como de presión y la (4) como tubería de retorno. Al invertir el movimiento del vástago, la (4) pasa a ser de presión y la (3) se convierte en tubería de retorno. Se busca un cierto equilibrio en lo que se refiere al dimensionado del diámetro interior.

Tabla 2.1.4 Velocidades recomendadas del fluido en tuberías

Conductos	Velocidad del Fluido en m/s		
	Presiones de trabajo en bar		
	de 0 a 25 bar	de 25 a 100 bar	de 100 a 300 bar
De presión	de 0,3 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Al aumentar la presión del circuito puede aumentarse también la velocidad de circulación del aceite hasta el valor de 6 m/s, e incluso más en determinadas aplicaciones. Por otro lado, en los conductos de alimentación y retorno, al no existir presión la velocidad puede mantenerse constante entre los valores aproximados que se muestran.

Es importante además analizar los tipos de tuberías: rígidos y flexibles, conociéndose, también este último como manguera, y que son las líneas conductoras para transportar el fluido por todo el sistema.

La elección de una tubería viene determinada por dos datos tales como:

- Caudal que pasa por unidad de tiempo.
- Presión soportada por las paredes.

2.1.5 FLUIDOS HIDRÁULICOS.

2.1.5.1 Introducción.

Técnicamente puede utilizarse cualquier fluido hidráulico pues todos cumplen con las leyes de Pascal. Aunque inicialmente se utilizó el agua como fluido de trabajo, éste ofrecía desventajas debido a que no impedía el desgaste y en combinación con el oxígeno generaba corrosión.

Los aceites minerales ofrecen actualmente buenas cualidades lubricantes y una elevada protección contra la corrosión. Además, con la adición de sustancias especiales (aditivos) los aceites minerales mejoran cada vez más sus propiedades.

La única desventaja de los aceites minerales es su inflamabilidad. Debido a ello, los equipos hidráulicos en cercanía de llamas, metales fundidos o áreas de elevadas temperaturas, utilizan muchas veces fluidos de difícil inflamabilidad.

Esto nos hace pensar que no existe un fluido hidráulico ideal; sin embargo, la selección minuciosa de acuerdo a las exigencias del equipo es una condición previa para un correcto funcionamiento.

2.1.5.2 Características esenciales del fluido hidráulico.

Los puntos principales se detallan a continuación:

- Buena cualidad lubricante.
- No atacar al material.
- Buen comportamiento viscosidad – temperatura.
- Elevada resistencia térmica y a la oxidación.
- Compresibilidad reducida.
- Reducida tendencia y a tomar espuma.
- Elevada densidad.
- Buena capacidad de conducción térmica.
- Difícil inflamabilidad para aplicaciones especiales.
- Toxicidad nula.
- Costos reducidos.
- Bajo costo de mantenimiento.

Además, para un funcionamiento seguro de los sistema hidráulicos la correcta selección del fluido es tan importante como la selección de las partes componentes. Por ello es imperativo que se sigan las instrucciones del fabricante, por ejemplo sobre resistencia al envejecimiento, predisposición a la formación de espuma, tolerancia al plomo y metales no ferrosos, limpieza en las condiciones de suministro y filtrabilidad.

2.1.5.3 Viscosidad.

La viscosidad de un aceite no es una propiedad fija, sino que varía, y a veces mucho, con la temperatura. Es una propiedad de las sustancias fluidas

definiéndola como la resistencia que ofrecen las moléculas que configuran el fluido (aceite) al deslizarse unas sobre otras.

La viscosidad es a los líquidos como el rozamiento es a los sólidos. Las consecuencias del aumento o disminución de la temperatura producen:

Tabla 2.1.5 Consecuencias del aumento o disminución de la temperatura

	Viscosidad	Densidad	Fricción	Compresibilidad	Fugas internas	Eficiencia bomba	Velocidad actuadores
Aumento temperatura	-	-	-	-	+	-	-
Disminución temperatura	+	+	+	+	-	+	+

Recuerde que:

- Una viscosidad muy elevada conduce a grandes pérdidas por rozamiento y flujo, medible como caída de presión y sobre calentamiento del aceite.
- Una viscosidad demasiado baja origina fugas, un mayor desgaste y con ello un sobrecalentamiento del aceite.
- Cuanto mayor es el índice de viscosidad menor es la dependencia de esta con la temperatura.

2.1.5.4 Medida de la viscosidad.

La mejor forma de valorar la viscosidad de un aceite es comparándola con el valor del líquido más universal que existe: el agua. Para la determinación de esta característica se emplea el viscosímetro de Engler (Figura 2.1.7). Este dispositivo

de medida consta de un recipiente (3), en el interior del cual se halla el aceite cuya viscosidad se pretende determinar. Dicho recipiente a su vez se encuentra en el interior de otro (4) que contiene agua. El elemento (1) es una varilla cuyo extremo inferior hace de tapón del conducto (5) de salida del aceite hacia el exterior. En el interior del recinto de aceite se instala un termómetro (2) que medirá la temperatura del fluido objeto de medición.

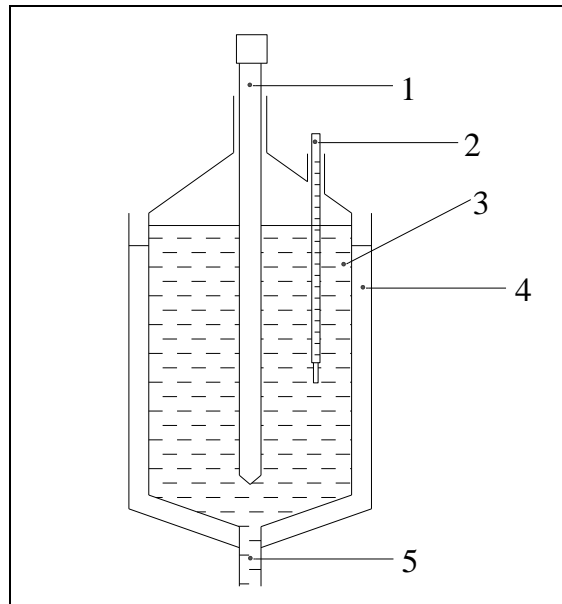


Figura 2.1.7 Viscosímetro de Engler

El ensayo se efectúa del siguiente modo: En el recipiente (3) se introduce un volumen de 200 cm^3 de aceite. Previamente con la varilla (1) se ha cerrado el paso del conducto (5). El agua contenida en el recipiente (4) se va calentando o enfriando según la temperatura del ensayo. Cuando el termómetro (2) indica la temperatura deseada, se levanta la varilla (1) y el aceite fluye al exterior a través del conducto mencionado. Desde el instante mismo en el que el aceite empieza a salir, se mide con un cronómetro el tiempo transcurrido hasta el vaciado total del recipiente.

La temperatura más comúnmente aceptada para medir la viscosidad del aceite es de 20°C , aunque se emplean también temperaturas de 40°C , 50°C y 100°C , según

los tipos de aceite. Cuando se proporciona el índice de viscosidad de un aceite es obligado, por razones obvias, mencionar la temperatura del ensayo.

La relación entre el tiempo en segundos que emplea el volumen de aceite indicado en pasar por el conducto de evacuación, a una determinada temperatura, y el tiempo en pasar la misma cantidad de agua en las condiciones dadas anteriormente, se conoce con el nombre de *viscosidad en grados Engler* ($^{\circ}\text{E}$), es decir:

$$^{\circ}\text{E}_{(t)} = \frac{t}{t_a} \quad (\text{Ec. 2.1.8})$$

Siendo:

$^{\circ}\text{E}_{(t)}$ = Viscosidad en grados Engler a la temperatura de $T^{\circ}\text{C}$.

t = Tiempo en segundos del paso de aceite.

t_a = Tiempo en segundos del paso del agua destilada a 20°C .

La viscosidad así determinada se conoce con el nombre de *viscosidad cinemática*. Esta unidad en grados Engler es la que tradicionalmente se ha utilizado, aunque el SI y, por tanto, la norma UNE, expresa la viscosidad cinemática en m^2/s y también en *Centistokes* (cSt). En Estados Unidos se utilizan los segundos *Saybolt* universales (S.S.U) y en Inglaterra, los segundos *Redwood*.

La equivalencia entre las unidades SI o las de UNE, es la siguiente:

$$1 \text{ Centistoke (cSt)} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

En la mayoría de los sistemas oleohidráulicos las viscosidades oscilan entre los 200 y los 20 centistokes, aproximadamente a la temperatura de 20°C . Para hacerse una idea, basta decir que a una temperatura de 20°C , el índice de viscosidad del agua, que se toma como referencia, es de 1 Centistoke.

Por motivos prácticos en algunos casos interesa conocer la denominada *viscosidad absoluta o viscosidad dinámica* donde se involucra el peso específico del fluido. La viscosidad absoluta se expresa en el SI y en la norma UNE en N.s/m² y en *Centipoises* (cP). El Poise es un múltiplo del Centipoise, de forma tal que la equivalencia entre las unidades del sistema ISO o la UNE es:

$$1 \text{ Poise} = 100 \text{ Centipoise.}$$

$$1 \text{ Centipoise (cP)} = 10^{-3} \text{ N.s/m}^2.$$

La conversión de la viscosidad cinemática en grados Engler, en viscosidad dinámica en Centipoise, pueden llevarse a cabo a través de la expresión:

$$\mu = \rho \cdot \left(73,18 \cdot {}^{\circ}E - \frac{63,08}{{}^{\circ}E} \right) \cdot 10^{-3} \quad (\text{Ec. 2.1.9})$$

Donde:

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en Centipoise.

ρ = Peso específico del aceite en kp/dm³.

${}^{\circ}E$ = Viscosidad cinemática en grados Engler.

La conversión de la viscosidad Engler en viscosidad dinámica en kp.s/m², puede llevarle a cabo a través de la expresión:

$$\mu = \rho \cdot \left(0,746 \cdot {}^{\circ}E - \frac{0,643}{{}^{\circ}E} \right) \cdot 10^{-3} \quad (\text{Ec. 2.1.10})$$

Siendo:

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en kp.s/m².

2.1.5.5 Compresibilidad del aceite.

A diferencia de los gases, los líquidos en general, y a efectos prácticos, se consideran incompresibles hasta presiones de unos 70 bar. En general, esa

escasa compresibilidad del aceite, apenas se tiene en cuenta en cualquier sistema oleohidráulico convencional. Sin embargo, en los sistemas de alta presión con elevado volumen de aceite en la instalación y en determinados casos, conviene tener en cuenta la compresibilidad del aceite real que experimentan los fluidos hidráulicos utilizados en estos sistemas. Por una parte la compresibilidad del aceite puede ocasionar ciertos movimientos de retroceso en los mecanismos al aumentar la presión y, por otra, un tiempo algo más prolongado en los ciclos de trabajo.

En un circuito oleohidráulico cualquiera, no solamente es el fluido hidráulico el único responsable del retroceso o elasticidad del sistema mecánico solidario al vástago del cilindro, sino que también las tuberías, el propio cilindro y el resto de los componentes contribuyen a acentuar este efecto. Al aumentar la presión, tales elementos se dilatan y junto al fenómeno de compresibilidad mencionado el efecto de retroceso se ve de esta forma incrementado.

En la práctica, y con el mejor de los criterios, lo que se hace es considerar valores de compresibilidad del aceite con cierta generosidad con objeto de compensar las dilataciones de los componentes mencionados. Así, y basándose en la experiencia, en los cálculos de reducción de volumen en general y teniendo en cuenta los aumentos de presión, bastará considerar en los aceites minerales de los circuitos los valores orientados en la tabla 2.1.6.

Tabla 2.1.6 Compresibilidad de aceites hidráulicos

COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE	
Presión en bar	Reducción de volumen en %
de 70 a 350	0,5
500	1,7
600	2,4
700	3,1
800	3,8
900	4,5
1000	5,2

2.1.5.6 Clasificación de los Fluidos Hidráulicos.

La correcta selección del aceite es un prerequisite para un correcto funcionamiento del equipo, cuyas condiciones deben verificarse cuidadosamente.

Las cualidades del aceite hidráulico dependen:

- El tipo de aceite base.
- El grado de refinación y
- El tipo y cantidad de sustancias agregadas (aditivos).

Los fluidos hidráulicos con buena fluidez en frío se producen de aceites para naftas. Se emplean en equipos que arrancan a bajas temperaturas y con máxima temperatura de aceite de hasta 30°C.

Si la fluencia en frío es el criterio decisivo para la selección se recomienda el empleo de fluidos con base parafinas que tienen una mayor resistencia a la oxidación y un mejor comportamiento viscosidad – temperatura.

Se producen, sin embargo, mezclas de aceite de base de naftas y parafinas con aceites aromáticos, para ampliar en lo posible el rango de aplicación. Los componentes indeseados del aceite, por ejemplo cadenas de azufre se eliminan por refinación. Mediante el agregado de sustancias especiales se mejoran las cualidades del aceite hidráulico, por ejemplo la protección contra el desgaste.

Grupos de fluidos hidráulicos

Tabla 2.1.7 Clasificación de los aceites hidráulicos

Aceites inflamables	}	Aceites HL
		Aceites HLP
		Aceites HV
		Aceites HLP-D
		Aceites no contaminantes
		Aceites multipropósito
Aceites no inflamables	}	Grupo HFA – emulsión aceite en agua
		Grupo HFB – emulsión agua en aceite
		Grupo HFC – soluciones de polímeros en agua
		Grupo HFD (R,S,T,U) – fluidos sintéticos sin agua

ACEITES INFLAMABLES

Aceites HL

Son aceites combinados en los cuales mediante sustancias activas se mejora la resistencia al envejecimiento y se aumenta la protección contra corrosión. Se utilizan en equipos en los que se esperan temperaturas hasta 50°C y/o corrosión por entrada de humedad. Son principalmente aceites multiuso, por ejemplo aceites para bancada que contienen aceites grasos o esteres grasos.

Aceites HLP

Los aceites HLP ofrecen una mejor protección contra el desgaste. Contienen inhibidores contra el envejecimiento, aditivos anticorrosión y sustancias adicionales para disminuir el desgaste en el caso de rozamiento múltiple. No deben utilizarse los aceites cuando ataque le plomo.

Aceites HV

Utilizados en equipos sometidos a fuertes variaciones de temperatura o bajas temperaturas ambientes, por ejemplo expuestos a la intemperie, deben emplearse aceites con mayor índice de viscosidad (VI) denominados aceites HV. En estos aceites debe considerarse una importante pérdida de la viscosidad de hasta un 30%. Significa que por ejemplo, para una bomba con una viscosidad mínima admisible de $25 \text{ mm}^2/\text{s}$ debe utilizarse un aceite HV con una viscosidad de $36 \text{ mm}^2/\text{s}$, con lo que considerando la pérdida en servicio la viscosidad no cae debajo del mínimo admisible.

Aceites HLP – D

Contienen aditivos detergentes y dispersantes que logran desprender los sedimentos y mantener en suspensión las impurezas contenidas en el aceite junto con el agua que hubiera ingresado. No deben usarse aceites HLP–D cuando se cuenta con una intensa entrada de humedad.

Aceites no contaminantes

Los fluidos biológicamente degradables disponibles pueden dividirse en dos grupos:

- Fluidos de base vegetal.
- Fluidos de base glicol

Su aplicación es resultado de la conciencia por el medio ambiente y por disposiciones legales más severas, especialmente para aplicaciones en móviles.

Aceites multipropósito

Pueden ser empleados como lubricantes de bancada o como fluidos hidráulicos. Se recomienda la consulta con el fabricante de aparatos/equipos a los efectos de verificar la resistencia de los materiales.

ACEITES NO INFLAMABLES

Fueron desarrollados para reducir el peligro de incendios en equipos próximos a llamas, metales fundidos o altas temperaturas y también para otros casos como riesgos de fuego o explosión.

Esta resistencia a combustionarse se logra mediante el contenido de agua o de aditivos químicos. Estos fluidos no deben ser mezclados entre sí.

Grupo HFA de emulsiones aceite en agua

Contiene con su parte máxima de combustible de 20% añadido con características similares a los aceites minerales. Sus dos grupos básicos son:

Grupo HFAE

- a. Emulsión aceite agua, consistente de aceite emulsionable y agua. El campo de aplicación es la minería.
- b. Micro emulsión con elementos químicos orgánicos. Debido a la mejor protección contra desgaste se emplea sobre todo en equipos industriales.

Grupo HFAS

Soluciones de agua con sales o esteres orgánicos disueltos en agua. Contienen una elevada proporción de agua reduciendo la participación de aceite entre 3% o 5%. Son recomendables hasta una presión de 70 bar.

Grupo HFB

Estas emulsiones tienen una proporción de agua de aproximadamente 40%.

Grupo HFC con soluciones acuosas de polímeros

Estos fluidos son de difícil inflamación debido a su contenido de agua de aproximadamente 35% hasta 50%. El comportamiento viscosidad temperatura de los fluidos HFC es mejor que el de los aceites minerales normales, es decir, la viscosidad varía menos con el incremento de la temperatura.

Grupo HFD, fluidos sintéticos sin agua

Los fluidos de éste grupo se dividen en:

- HFD..R = éster de ácido fosfórico.
- HFD..S = hidrocarburos clorados.
- HFD..T = mezclas de HFDR y HFDS.
- HFD..U = otras composiciones.

2.1.6 INSTALACIONES HIDRÁULICAS.

2.1.6.1 Introducción.

La figura representa el esquema básico transmisión motor – bomba y mando manual de un sistema oleohidráulico, el cual es el siguiente:

- El aceite es aspirado por la bomba (2) del depósito (10) a través de la tubería de aspiración (3). Dicha bomba eleva la presión del fluido según demanda el cilindro (7) y el aceite es transportado a las cámaras correspondientes del mismo por el interior de la tubería (4).
- El distribuidor (5) se encarga de dar paso al aceite hacia los conductos (6) u (8), según se desee el avance o retroceso del vástago del actuador. En este caso, y sí se desea hacer avanzar el vástago, el aceite se impulsará a través de la tubería (6) para introducirlo en la cámara posterior del cilindro o cámara de avance. Para que tal avance tenga lugar, será preciso que el aceite de la cámara delantera se desaloje hacia el depósito a través de las tuberías (8) y (9), respectivamente.

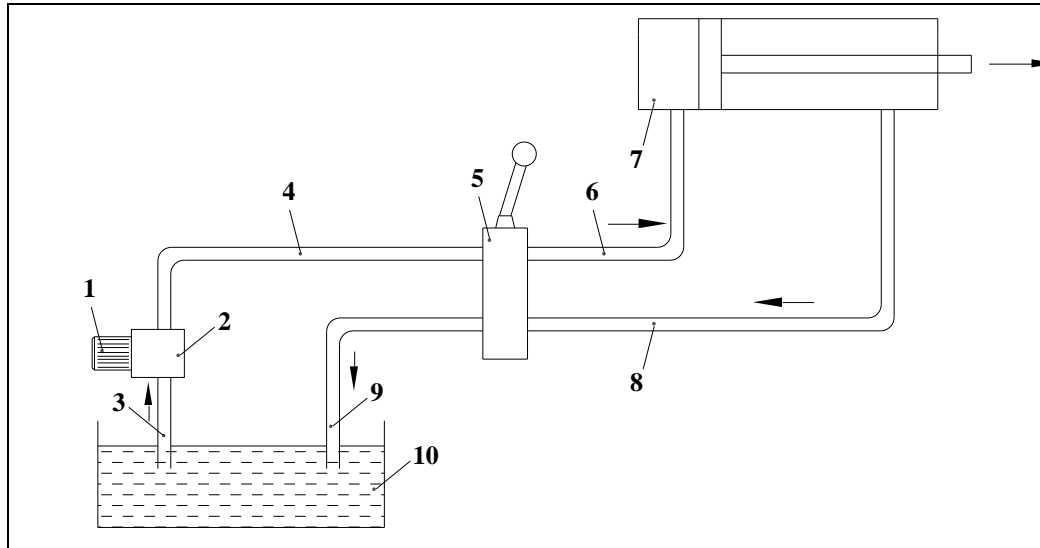


Figura 2.1.8 Transmisión mediante motor – bomba y mando manual

- Si lo que se desea es hacer retroceder el vástago una vez que se encuentra avanzado, bastará con accionar de nuevo la palanca del distribuidor mencionado y, esta vez, el aceite penetrará por el conducto (8) hacia la cámara delantera, y retornará al depósito a través de las tuberías (6) y (9). Cabe notar aquí que las tuberías (3) es siempre de aspiración, la (4) es de presión y la (9) lo es de retorno; en todas ellas el fluido circula siempre en el mismo sentido. No ocurre así en las (6) y (8) ya que en éstas el sentido se va alternado según avance o retorne el vástago del cilindro.

2.1.6.2 Depósito de aceite y elementos auxiliares.

La función principal de un depósito en un sistema hidráulico es almacenar y suministrar el fluido hidráulico requerido por el sistema. El fluido a lo largo del sistema debe ser:

- Filtrado, para eliminar las partículas sólidas extrañas.

- Refrigerado (o calentado), para mantener las diferencias de temperaturas entre unos límites compatibles con la viscosidad y la duración requerida por el fluido junto con las características de los materiales que constituyen el sistema.
- Uso de filtros e intercambiadores de calor, tiempo suficiente en el depósito.

Es así que el depósito forma parte de cualquier dispositivo oleohidráulico, y debe ser proyectado no solo para almacenar fluido, si no también, para realizar, al menos parcialmente, las siguientes funciones:

- Refrigeración del aceite (de forma excepcional calentarlo para mantenerlo suficientemente fluido antes del funcionamiento de los dispositivos).
- Separación de las partículas contaminantes.

Al transferir calor a través de sus paredes, el depósito actúa como un intercambiador de calor, enfriando el fluido. Además, debe cumplir completamente con el desempeño de:

- Separación del aire contenido en el fluido.
- Separación del agua contenida en el fluido.

Como un desaireador, permite que el aire atrapado se eleve y escape mientras que los contaminantes sólidos se depositan en el fondo del depósito, convirtiéndolo en un acondicionador de un fluido. En algunos casos, del depósito puede también utilizarse como plataforma para soportar la bomba, el motor y otros componentes del sistema, lo que ahorra espacio horizontal y es un sistema sencillo de tener las bombas y las válvulas a una buena altura para mantenimiento.

COMPONENTES DEL DEPÓSITO

Un depósito industrial típico (Figura 2.1.9) se construye con chapas de acero soldadas y chapas terminales para soportar la unidad. Para reducir la posibilidad de oxidación debida a la condensación de vapor de agua dentro del depósito, su interior se pinta con una capa que sea compatible con el fluido que se utiliza. Además, se instala un tapón en su parte inferior que permita un vaciado completo. Se destacan las siguientes partes:

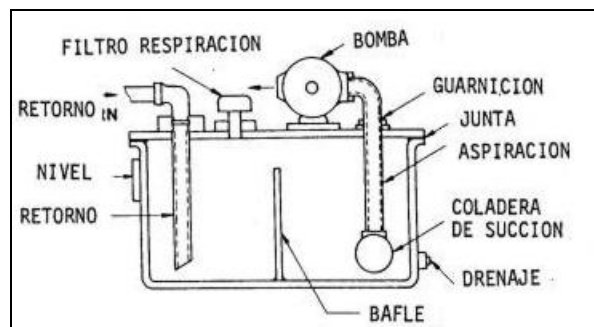


Figura 2.1.9 Elementos de un depósito

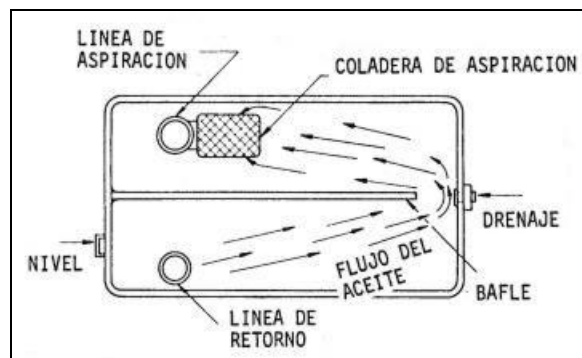


Figura 2.1.10 Vista Superior de un depósito

Nivel de Aceite.- constituye una abertura de vidrio o dos pequeños orificios en las tapas de limpieza, lo que permite comprobar los niveles superior e inferior del fluido sin exponer al depósito a la contaminación que puede ocurrir si se utiliza una varilla de nivel.

Filtro de aire.- permite el intercambio de aire debido al cambio constante de presión y temperatura dentro del depósito.

Agujero de llenado.- generalmente forma parte del conjunto y lleva una tela metálica removible que mantiene los contaminantes fuera del depósito cuando se añade fluido al tanque.

Tapas de limpieza.- normalmente se instalan en ambos lados del depósito especialmente cuando su capacidad es superior a diez galones. Estas tapas pueden desmontarse con facilidad y son lo suficientemente grandes para facilitar un acceso completo cuando se limpia o se pinta el interior del depósito.

Placa desviadora.- debido a que el fluido que regresa al depósito está normalmente más caliente que el aspirado por la bomba y posee burbujas de aire, se utilizan placas desviadoras para impedir que el fluido que retorna se introduzca directamente por la entrada de la bomba. Normalmente, se instala longitudinalmente a través del centro del depósito, obligando a que el fluido se desplace a lo largo de las paredes de éste, donde se disipa la mayoría de calor a las superficies exteriores del tanque. Esto ayuda a que los contaminantes se decanten y que el aire atrapado se desprenda del fluido; logrando una menor turbulencia en el depósito.

Líneas de conexión y racores.- la mayoría de las líneas que llegan al depósito terminan por debajo del nivel de aceite. Para impedir formación de espuma y aireación en el fluido hidráulico, las líneas de entrada de las bombas deben terminar debajo del nivel del fluido, generalmente a dos pulgadas (50 mm) del fondo del depósito³. Las líneas de drenaje de las válvulas pueden terminar por encima del nivel del fluido mientras que las líneas de drenaje de las bombas y motores deben acabar por debajo del nivel más bajo del fluido.

DIMENSIONES DEL DEPÓSITO:

³ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 38.

Se dimensiona en función de que permita al fluido permanecer en su interior un tiempo suficiente para sufrir los tratamientos antes indicados. Al igual que de las situaciones operativas y ambientales, sean estos consumos durante el ciclo o variaciones de volumen.

Otro factor para el tamaño del depósito es el caudal de la bomba, el mismo que debe situarse cerca de 3 a 4 veces el caudal de la misma. O bien, debe alojar como un mínimo un 30 % más de lo que cabe en el circuito.⁴ ***No descuidar el volumen mínimo de fluido, para cubrir la aspiración de la bomba.***

En todo caso, es preciso prever un cojín de aire igual al 10-15 % del volumen, para compensar la dilatación térmica del aceite y permitir la acumulación de una cierta cantidad de agua y de contaminantes.

Otro factor a considerar es la temperatura que sirve para indicar el nivel térmico que tienen los cuerpos. La temperatura de un cuerpo aumenta o disminuye recibiendo o perdiendo una cierta cantidad de calor. En toda transformación de energía se producen pérdidas, que en nuestro caso, se presentan en forma de calor que se cede al aceite.

La temperatura del aceite dentro de un circuito oleohidráulico, varía entre los límites de los 38°C y 65°C, siendo la temperatura óptima de 50°C a 55°C. Si la temperatura del aceite excede los 70 °C, empiezan a presentarse problemas y los fallos desastrosos comienzan a aparecer alrededor de los 90°C.

Es así que si existiese un calentamiento que sobrepase a lo normal, se puede enfrentar a dificultades tales como:

- **Viscosidad.-** Al aumentar la temperatura disminuye la viscosidad, con lo que se ve afectada la lubricación de las bombas, válvulas y demás

⁴ Ibid..., p.34

componentes. Disminuye la potencia, el rendimiento y la vida de la instalación y aumentan las fugas internas.

- **Estabilidad química.-** Los fluidos hidráulicos se descomponen a temperaturas elevadas y depositan sedimentos sobre las superficies que presentan calentamiento local muy elevado.
- **Aditivos del aceite.-** Al aumentar excesivamente la temperatura del aceite los aditivos se descomponen y pierden sus propiedades, lo que origina la degradación general de la instalación.
- **Seguridad del personal.-** El aceite a temperatura muy elevada origina quemaduras.

El calor que evacua el depósito (W_{dep}) depende de:

- Tamaño del depósito
- Grado de llenado.
- Diferencia de temperatura. (aceite y medio ambiente).
- Lugar de emplazamiento.

En general vale:

$$W_{dep} = \Delta_T \cdot A \cdot k \left(\frac{kcal}{h} \right) \quad (Ec. 2.1.11)$$

donde,

Δ_T = Diferencia de temperatura en °C.

A = Superficie de evacuación del depósito en m².

k = Coeficiente de conductividad térmica $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right)$

Para k se pueden tomar los valores:

k = 5 cuando haya mala circulación de aire o mal emplazamiento.

k = 10 emplazamiento normal en taller, circulación de aire buena por todos los lados.

k = 20 cuando haya gran circulación de aire, por ejemplo, circulación artificial.

Como norma de aplicación muy amplia, se puede decir que a través de 1 m² de superficie contactada por el fluido pueden ser disipados alrededor de 116 J/s (0.025 cal /s) por cada 10 °C de diferencia de temperatura entre el fluido y el ambiente⁵.

SEPARACIÓN DE LAS SUSTANCIAS EXTRAÑAS:

En el depósito el fluido debe separar el aire introducido y el agua que por cualquier causa hayan entrado en el circuito. La separación de las otras sustancias contaminantes no es tan importante, ya que puede ser realizada de forma más completa y segura mediante la utilización de filtros.

El aire es apartado siempre en la superficie, mientras que el agua se recoge en la superficie o en el fondo según que su peso específico sea inferior o superior al del fluido.

⁵ Ibid.,p.36.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE LOS DEPÓSITOS:

Son utilizando soldando planchas laminadas en caliente de buena calidad exenta de oxidaciones y oportunamente pulida y decapada. El depósito deberá tener las siguientes ventajas:

- Ser inspeccionable en todos sus puntos intermedios (dos puertas de inspección laterales).
- Una de las puertas lleva una boquilla de carga, provista de malla metálica fina para retener cuerpos extraños presentes en el fluido.
- El depósito se comunica con el exterior por medio de un conducto con filtro de aire incorporado o respirador.
- Esta dividido longitudinalmente por un sector separador en plancha, de altura igual a $\frac{2}{3}$ del nivel normal del fluido, su función es la de separar la zona de aspiración de la bomba de la de retorno del fluido, impidiendo que el fluido caliente, sea succionado por la bomba, haciendo que se pueda enfriar o decantar posibles sustancias contaminantes.
- Las tuberías de retorno y de aspiración situadas cada una de ellas en la parte opuesta respecto al sector separador, deben tener las conexiones estancas, de forma que impida la entrada de sustancias contaminantes, y al mismo tiempo deben permitir un desmontaje fácil de los posibles filtros.
- Tanto las tuberías de aspiración como las de retorno deben terminar por debajo de la superficie mínima libre del depósito en una altura igual a 10 cm. aproximadamente, para impedir la formación de vórtices que pueden llevar aire al fluido. Deberán entonces ser cortadas a 45° y estar dispuestas

de manera que no se influyan y estos cortes deberán apuntarse opuestamente y apuntado hacia la pared de forma que el fluido aspirado o descargado lo conecte y se enfríe, debiendo terminar a una altura de fondo igual al menos a 1,5 veces del diámetro para evitar tener que eliminar posibles sustancias sedimentadas.

- El depósito particularmente será de construcción rectangular y el aceite debe aspirarse en una zona de calma mientras que el retorno se efectúa por tubo sumergido para que no se produzca emulsión de aceite.
- La descarga de drenaje debe terminar encima de la superficie máxima libre, con el fin de evitar contrapresiones.
- El fondo del depósito debe ser cóncavo hacia dentro o bien inclinado de un lado, para poder evacuar fácilmente los condensados y la suciedad mediante la descarga del fondo. Al igual conviene que esté elevado con respecto al suelo para conseguir la libre circulación del aire ambiente y aumentar de así el calor disipado.
- Para la comodidad del vaciado, la descarga del fondo está provista de una tubería cerrada o compuerta. Por la misma razón, la altura de la descarga del depósito con relación al suelo debe ser tal que permita la utilización de los oportunos recipientes.
- Es conveniente instalar por razones de seguridad dos niveles eléctricos de máxima y de mínima que paren el dispositivo si el nivel del fluido en el depósito sale de su campo normal. (en el caso de la ausencia de operadores).

- Tomar un nivel de seguridad que pone en funcionamiento una alarma si el nivel desciende por debajo del valor prefijado (necesidad de reingreso del fluido).
- Un termostato de máxima que indique un aumento anormal de la temperatura para controlarla a partir de 65 °C. (funcionamiento defectuoso de cualquier aparato, falta de agua de refrigeración del intercambiador, falta de aceite y situación ambiental anormal).

2.1.6.3 Filtros.

Filtrar es el procedimiento de retirar y retener de un fluido las impurezas que transporta. Tal limpieza es imprescindible en todo sistema hidráulico sin importar el tipo de máquina o aparato.

La razón es simple, algunos mecanismos interiores de los componentes hidráulicos son muy delicados y vulnerables a la suciedad. Como los ajustes en los elementos como bombas, electro válvulas, válvulas reguladoras de flujo, válvulas antiretorno, etc; hablemos de que una simple partícula de tamaño reducido sea capaz de ocasionar una avería que pueda paralizar al sistema oleohidráulico.

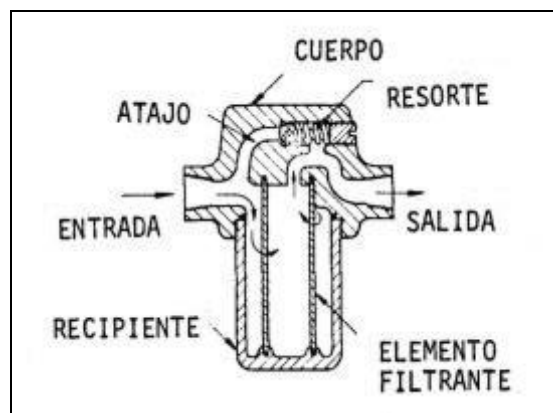


Figura 2.1.11 Esquema básico de un filtro

IMPORTANCIA DE MANTENER LIMPIO EL ACEITE HIDRÁULICO:

El aceite hidráulico está sometido a la contaminación de agentes pertenecientes al sistema. Pocas empresas saben los altos costos de mantenimiento que origina el aceite sucio. El aceite hidráulico sucio es como tener una masa de arena dentro del sistema, ya que actúa recubriendo y dañando críticamente los componentes del sistema oleohidráulico.

Una fuente de contaminación es la exposición de los vástagos de los cilindros a la contaminación atmosférica, pues los contaminantes pueden y de hecho entran al sistema cuando el vástago se retrae, siendo frecuente que una máquina que tenga problemas hidráulicos, desarrolle progresivamente más problemas, que a menudo son creados por la suciedad que entra al sistema cuando se realizan reparaciones.

El sobrecalentamiento y aire emulsionado son también formas de destruir el aceite y crear impurezas, ya que precipitan la oxidación del aceite.

Probablemente el costo más obvio del aceite contaminado es el bajo rendimiento de las máquinas. Es así que el costo total del retiro del aceite contaminado, servo válvulas defectuosas, etc., y la recogida de aceite, manipulación y posteriormente su tratamiento o destrucción, es de 3 a 5 veces mayor que el costo del aceite nuevo.

Las partículas contaminantes sólidas del aceite se miden en micras así como la capacidad de filtración. Una micra es la milésima parte de un milímetro, partículas muy dañinas, ya que actúan como un abrasivo creando desgastes prematuros en los componentes de un sistema oleohidráulico moderno.

El nivel de filtraje más conveniente depende del tipo de bomba y de la presión de funcionamiento. El fabricante de la bomba en sus catálogos técnicos recomienda

el grado necesario de filtraje para un adecuado funcionamiento. En cuanto a las presiones se refiere, a medida que dicha presión crece, el tamiz disminuye según se puede apreciar en la tabla 2.1.8.:

Tabla 2.1.8 Grados de Filtraje

GRADOS DE FILTRAJE	
Presiones en bar	Filtraje en μm
Hasta 70	de 100 a 125
100	90
140	60
200	20
A partir de 300	10
Condiciones Especiales	5,3 y 1

El rendimiento de los filtros se hace menor a medida que el grado de filtraje disminuye, por lo tanto en los filtros de menor paso son retenidas mayor número de partículas, pero las que pasan lo hacen con mayor dificultad. Por otro lado, la incidencia en el rendimiento también depende del material del tamiz; el cual, es por medio de un elemento poroso, de contaminantes insolubles del fluido. El elemento poroso es, simplemente, una malla o material filtrante que permite que el fluido pase a su través pero quedan detenidos y acumulados los materiales sólidos o las impurezas que acompañan al aceite.

Pueden ser de:

- Papel impregnado de plástico.
- Fieltro.

- Filtro de partículas metálicas sinterizadas.
- Algodón.
- Tamiz de muelle de alambre muy fino.

2.1.6.3.1 Tipos de filtros.

Según la función asignada, los filtros se dividen en:

- Filtros de aspiración.
- Filtros de retorno.
- Filtros de presión.
- Filtros de aire y de llenado.

Un filtro es un aparato cuya función principal es la retención, Los sitios más aptos dentro del circuito hidráulico para colocar filtros son tres:

- En la aspiración, es decir, a la entrada de la bomba.
- En la línea de presión a la salida de la bomba, y en la toma del mecanismo más sensible de la instalación.
- En el retorno, con la finalidad de retener las impurezas al regreso del aceite y que no vuelvan al depósito.

FILTROS DE ASPIRACIÓN

Se instalan en el conducto de aspiración de la bomba, con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. No es preciso que soporte presión alguna. Son los más sencillos y los grados de filtraje más corriente están por los 60, 90, 125 Y 250 μm . El filtraje se realiza desde el exterior hacia el interior del elemento, lo cual facilita la limpieza del mismo ya que la suciedad queda adherida a la pared externa del filtro.

Con la adecuada elección del tamaño, en función del caudal nominal recomendable, las pérdidas de carga en estos componentes no suelen superar los 0,10 bar, valor perfectamente despreciable en comparación con otras pérdidas de carga que se producen dentro del circuito.

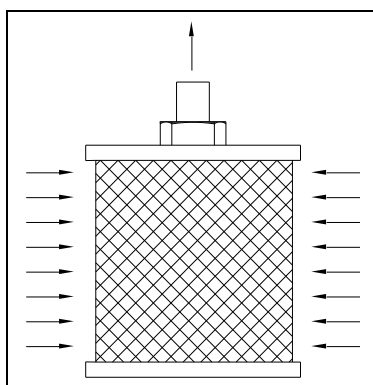


Figura 2.1.12 Filtro de aspiración

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada. Hay que resaltar que el caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba.

FILTROS DE RETORNO:

De uso general sobre todo por la gama tan amplia de filtraje disponible y por las ventajas que reportan al ser montados normalmente sobre la propia tapa de los depósitos, lo que facilita su posterior mantenimiento.

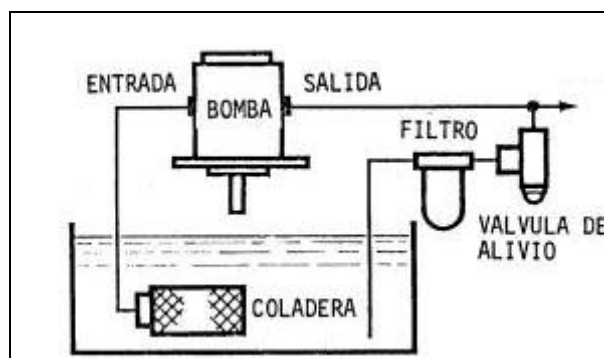


Figura 2.1.13 Filtro de retorno

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , pudiendo soportar presiones de trabajo de entre 0,5 y 30 bar y temperatura de -10°C a 100°C . Los

caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min, con caídas de presión APRA esos caudales que no superan los 0,4 bar en la mayoría de los casos.

La obstrucción parcial o total del filtro por suciedad excesiva puede ocasionar graves problemas en el funcionamiento del circuito, ya que el aceite encontrará resistencia en su regreso al depósito.

FILTROS DE PRESIÓN:

Los filtros de presión, menos utilizados que los de retorno, se instalan en las líneas de presión de los circuitos e inmediatamente después de la salida de la bomba. Deben ser muy resistentes y herméticos ya que tienen que soportar las presiones de trabajo de la instalación.

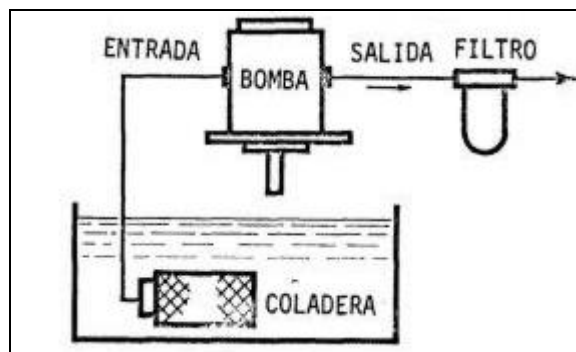


Figura 2.1.14 Filtro de presión

Las presiones de trabajo que pueden soportar en general alcanzan los 420 bar con caudales de entre los 60 y los 400 l/min, para aplicaciones comunes. Las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 100°C y los grados de filtraje más corrientes son los de 10, 25 y 60 μm .

La colocación de estos filtros inmediatamente después de la bomba asegura la alimentación de todos los demás órganos mediante aceite altamente depurado, ya que puede atrapar partículas mucho más pequeñas que los de la línea de aspiración.

FILTROS DE AIRE Y DE LLENADO:

Los filtros de aire o respiradero y de llenado están previstos para ser montados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aireen cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

La elección de un respiradero debe ser cuidadosamente seleccionado después de un servo estudio, basado en la respiración prevista (m^3/h).

Algunos fabricantes han agrupado el respiradero y el tamiz o filtro de llenado. Estos filtros han de cumplir dos funciones: como filtro de aire y como filtro de llenado. El primero actúa al variar el nivel del fluido, por ejemplo, por consumos diferentes, se debe compensar el aire. El aire entrante es filtrado. El segundo, al llenar el tanque con fluido, el filtro impiden que entren partículas grandes que luego irán al circuito.

Los tamices o filtros de llenado deben limpiarse inmediatamente después de haber rellenado con una nueva carga de aceite el depósito.

APARATOS DE CONTROL:

Accesorios varios:

- **Manómetros.-** Indican la presión de los fluidos, es decir, sirven para medir presiones. Se construyen con un baño de glicerina y caja inoxidable. El resorte es un muelle tubular en bronce. La presión de trabajo medida deberá ser siempre como máxima dos tercios del total de escala. Se fabrican en escalas que van desde 0-60 a 0-1000 bar.
- **Termómetros.-** Sirven para medir la temperatura. Vienen con la escala graduada, bien en $^{\circ}C$ o en $^{\circ}F$.
- **Indicadores de nivel.-** Se utilizan para medir el nivel del fluido y comprobar las alteraciones que sufre éste debido a los consumos. Puede ser:

- Nivel óptico.- Muestra el nivel del aceite existente en el depósito en forma visual.
 - Nivel eléctrico.- indicará el nivel del aceite, y si es bajo, por medio de una señal eléctrica acciona una alarma.
- **Presostato.-** Abren o cierran el circuito de corriente en función de la presión. Los presostatos eléctricos se dividen en tres tipos:
 - a. Presostato a presión.
 - b. Presostato de tubo elástico.
 - c. Presostato electrónico (traductor).

Los presostatos eléctricos captan una presión prefijada y la transforman en una señal eléctrica.

Termostato.- Conectado a la fuente de calor sirve para el control de la temperatura de servicio del fluido.

Llevar resistencias eléctricas y, los termostatos ordenan su puesta en funcionamiento o paro cuando la temperatura en el interior del depósito no está dentro de los valores estimados como adecuados.

2.1.6.4 Válvulas de cierre y limitadoras de presión.

Las válvulas de cierre se construyen de varias formas: de asiento esférico, de asiento cónico y de asiento plano.

Las más utilizadas son las de asiento esférico o válvula de esfera por su rapidez de maniobra y por su paso total, produciendo una mínima pérdida de carga. Pueden ser de 2 y de 3 vías. Las de asiento cónico se usan para controlar caudales y la de asiento plano para bajas presiones.

2.1.6.5 Tuberías y conducciones.

Las conexiones de las tuberías tanto rígidas como flexibles, se hacen mediante enlaces o accesorios llamados racores, dependiendo la fiabilidad del circuito en gran medida de las uniones.

Tuberías rígidas

Gran parte de esta tubería, esta formada por tubos en acero sin soldadura, calibrados interior y exteriormente por estirado en frío y recocido normalizado. NBK, que aplican, habitualmente, exactitud de medidas de acuerdo con la norma DIN 2391 y en calidad de acero St 35 y se dan en largos comerciales de 3 a 7 m.

Estas tuberías están compuestas de carbono, fósforo y azufre. Cuanto más alto sea el contenido de carbono, mayor es el aumento del límite elástico y de la resistencia a la rotura. Por el contrario, disminuye el alargamiento.

También puede emplearse tubo de cobre aunque existen opiniones contradictorias de su acción sobre el aceite, ya que algunos comentan que acelera el envejecimiento del aceite, por ejercer una acción catalítica (oxidación) sobre él, y otros sugieren que esta oxidación sólo ocurre a temperaturas muy elevadas.

Un parámetro fundamental del tubo es el diámetro exterior e interior, así como el espesor de pared que viene, para un mínimo diámetro exterior, en función de la presión de trabajo, es decir, a mayor presión el tubo tiene, también, mayor espesor de pared.

Los tubos de mayor difusión son los que presentan una superficie muy lisa y regular, y un diámetro exterior con tolerancias constructivas muy reducidas, lo cual permite realizar sus uniones con los componentes o bien entre dos tramos consecutivos de tubo por medio de los llamados “racores sin soldadura”, con

uniones roscadas, por lo que la tolerancia es muy importante para la colocación de los dispositivos de unión.

En toda tubería rígida se necesita, por lo menos, un codo para absorber los efectos de la dilatación, así como las curvas se llevarán a cabo con un radio mínimo, que estará comprendido entre tres y cinco veces el diámetro exterior del tubo.

Tuberías flexibles

Cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones, o cuando desde un punto fijo a otro móvil se ha de transportar el fluido, se recurre a un tipo de tuberías que además de soportar valores elevados de presión, pueda flexarse fácilmente, siendo conocida como tubería flexible o más vulgarmente como manguera. La estructura de estas tuberías consiste en una disposición alternada de capas de tejido de caucho sintético y como refuerzo trenzas de acero tratado superpuestas. Según la gama de presiones a la que se destina, se fabrican tipos con una o más capas.

Para la unión de racores y demás órganos, los tubos flexibles llevan en sus extremos manguitos terminales roscados o lisos, dependiendo la elección de una manguera del caudal de fluido que pasa y su sección de los terminales de sus extremos.

ACCESORIOS

Racores:

Existe gran cantidad de modelos en el mercado, tanto para la unión entre tuberías o entre tuberías y componentes. Para obtener uniones de fácil maniobra, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar un tubo flexible a un aparato o a otra tubería.

Abrazaderas

Existen una enorme variedad de marcas y de sistemas. No obstante, tienen que cumplir la condición de que no debe agrietar ni cortar la estructura exterior de la manguera y la estanqueidad que tenga que proporcionar en ningún caso se conseguirá por estar excesivamente apretadas.

Existen modelos tales como: abrazaderas de cremallera, de tornillo, de cierre rápido, con banda ancha, etc.

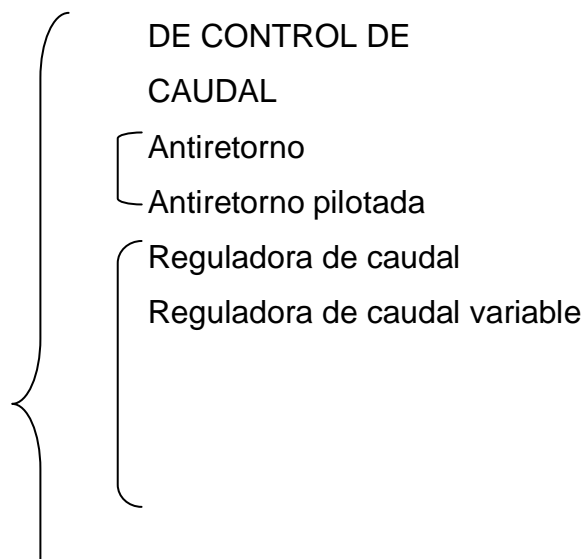
2.1.7 Válvulas.

Para poner en funcionamiento un actuador cualquiera, bien sea cilindro, motor, accionador rotativo o una pinza, no sólo debe controlarse el arranque, la parada y el sentido de movimiento de los vástagos, sino que en ocasiones es controlar también la fuerza o los pares de que giro que desarrollan durante el trabajo y también las velocidades de traslación y de rotación.

Todo esto combinado con la vinculación de otros componentes auxiliares que realicen funciones como la de permitir que el flujo circule en un solo sentido y no pueda hacer en sentido contrario.

Las válvulas tienen la misión de actuar como unidades de control, es decir, de regular otros dos elementos fundamentales en todo mando oleohidráulico como son la presión y el caudal. Clasificamos a las válvulas según el control que realizan en:

Tabla 2.1.9 Clasificación de las válvulas



VÁLVULAS

Reguladora de caudal constante

Reguladora de caudal

unidireccional

DE CONTROL DE LA

PRESIÓN

Reguladora de presión

Limitadora de presión

De secuencia

2.1.7.1 Válvulas distribuidoras

Estos componentes controlan la apertura, la detención y la dirección del flujo de un fluido, permitiendo al fluido ser dirigido en diferentes direcciones.

La función de un distribuidor queda definida por el tipo de unión que permite realizar y por el número de variantes que posee dicha unión. El tipo de unión se caracteriza por el número de vías de conexión (entradas y salidas) y por el esquema interior de cada una de las posiciones; el número de variantes equivale, por el contrario, al número de posiciones. El distribuidor es un elemento que afianza la apertura y cierre de una o varias vías de paso.

Dependiendo de su aplicación y en base al número de conexiones de trabajo el distribuidor puede ser de dos, tres, cuatro o multitud de orificios, (siendo estos orificios los que determinan el número de vías) y de dos, tres, cuatro y más posiciones, bien entendido que la presencia de una vías necesita de dos orificios.




El número de orificios atañe al número de conexiones exteriores (tubos conectados al distribuidor). Se hace la observación de que los orificios de pilotaje, así como los de drenaje, no se tienen presentes al indicar el número de orificios.

Un distribuidor puede ser de llave de cono (rotativo), de émbolo, de asientos, de bola. Los distribuidores de émbolo, que son los más empleados, el mando suele ser muscular. No obstante, en el mercado pueden encontrarse cada vez más los mandos electromagnéticos, neumático, hidráulico, por leva, electrohidropilotadas e incluso combinaciones de estos diferentes mandos.

Para entender lo expuesto es habitual recurrir al símil del grifo de agua. Tengamos un grifo de agua doméstico de los tradicionales. Puesto que posee una entrada y una salida, es decir, dos acometidas o vías de conexión (nada impide, en efecto, unir una tubería a la salida del grifo y prolongar el circuito más allá de aquel), se dirá que el grifo es un distribuidor de dos vías; en lo que atañe a las variantes funcionales que presta quedan dos posibilidades o posiciones fundamentales: está abierto o está cerrado. Por consiguiente, el grifo es un distribuidor de dos posiciones y de dos vías.

En la posición de apertura, los orificios están en comunicación: ocurriendo la actividad de ocasionar el paso del agua; en el segundo (caso posición cerrada) al estar incomunicado no hay posibilidad de paso de agua.

En consecuencia, un distribuidor se define por el número de posiciones y el número de vías. Cada posición de conmutación corresponde a una función muy definida. Para representar cada función se recurre a la simbología siguiente:

	Cuadrado por cada posición individual
	Posiciones de paso abierto con flecha
	Posiciones de bloqueo

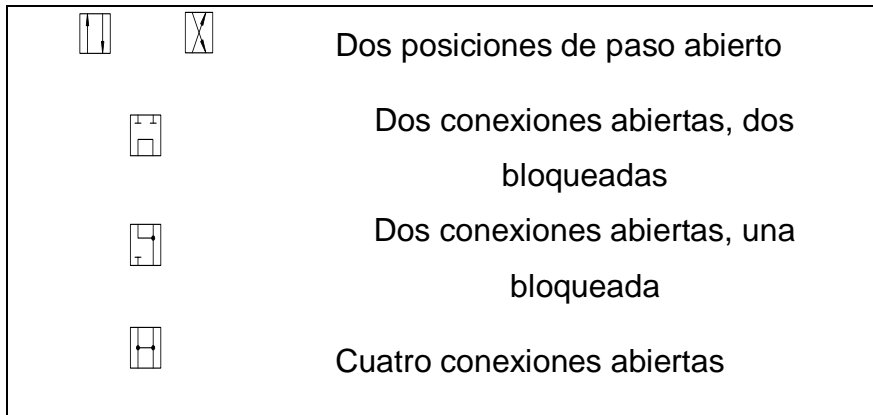


Figura 2.1.15 Posiciones de conmutación en válvulas distribuidoras

Nomenclatura:

Se utiliza el marcado con letras normalizadas para los diferentes orificios, así:

- P : Corresponde a la presión o llegada del flujo del aceite al distribuidor.
- R o T : Retorno al depósito.
- A , B , C : A los conductos de trabajo.
- X e Y : Si el mando lleva piloto (pilotaje), sus orificios están marcados por dichas letras.
- L : Para los tubos de drenaje.

También pueden figurar cifras reemplazando a estas letras, de esta manera:

- 1 : Corresponde a P.
- 2 , 4 , 5 ,6: Se asimilan a los conductos de trabajo A,B,C.
- 3 : Es para el conducto de retorno denominado R o T.

La indicación de las conexiones en los esquemas de simbologías, se hace siempre en la posición en que la válvula no está accionada:

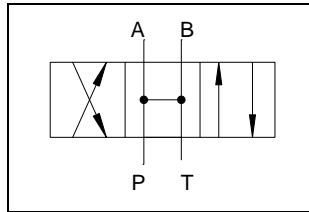


Figura 2.1.16 Indicación de las conexiones en válvulas distribuidoras.

Se empieza entonces indicando siempre primero el número de vías y luego el número de posiciones. Los distribuidores de 4 vías y 3 posiciones (4/3) son los más utilizados en oleohidráulica porque permiten solucionar una profusión de problemas particulares; esto es posible en razón a las distintas configuraciones de las “posiciones centrales” que toman.

CLASES DE DISTRIBUIDORES:

Los distribuidores se pueden clasificar, por su construcción, en *asiento* y de *corredera*.

Las válvulas direccionales de *asiento* se caracterizan por la capacidad de poseer un cierre sin fugas, a diferencia de las válvulas de *corredera* que debido al juego necesario entre carcasa y *corredera* es obligada una cierta holgura.

Las válvulas de *asiento* tienen como elemento de cierre, bien una esfera o bola, un cono o un plato que son presionados por un muelle contra la superficie de *asiento* del paso en su posición inicial.

Los distribuidores o válvulas de *corredera* pueden ser giratorios o longitudinales. Por ejemplo, una válvula giratoria de cuatro vías, consiste solamente en un rotor bien ajustado al cuerpo de la válvula. Los pasos en el rotor conectan u obstruyen

los orificios en el cuerpo de la válvula para dar los cuatro pasos de flujo, pudiendo incorporar una posición de centro.

Las válvulas giratorias son actuadas manual o mecánicamente. Pueden regresar cilindros o motores, sin embrago, se usan principalmente como válvulas piloto para controlar otras válvulas.

Los distribuidores longitudinales se basan en un émbolo que se mueve de atrás hacia delante en un agujero maquinado en el cuerpo de la válvula. Para que el émbolo se desplace es preciso que éste tenga una cierta holgura, estando bañado en aceite. Las ranuras anulares entre las superficies del émbolo tratan que la capa de aceite sea uniforme para compensar la presión, consiguiendo con este proceder que el émbolo se desplace con limitadas pérdidas por efecto de la fricción. Estas válvulas debido al juego necesario entre carcasa y corredera para permitir el movimiento de ésta, no cierra perfectamente con lo que se origina fugas de aceite.

Posiciones centrales:

Se consideran tres formas de transportar el fluido, definidas bajo la palabra "centro". Es decir, respecto a las distintas configuraciones puede ser:

- Centro abierto.
- Centro cerrado.
- Centro con paso.

Centro abierto.- En posición neutra, el centro abierto permite al aceite que proviene de la bomba, atravesar el distribuidor y retornar al depósito.

Centro cerrado.- En posición neutra, el centro cerrado no permite al aceite que proviene de la bomba retornar al depósito, considerándose que el circuito está siempre bajo presión y, por tanto, que la reacción de intervención es muy rápida.

Centro con paso.- En posición neutra de todos los émbolos, esta situación permite al aceite que llega de la bomba alimentar un segundo distribuidor.

Placa base de conexión:

La técnica moderna tiende cada vez más a hacer el montaje de estos distribuidores, así como el de otros muchos componentes hidráulicos, sobre *placa base* normalizados según DIN 24340, relegando las técnicas de conexión por tubos, mangueras, racores, etc., al tipo de conexión tradicional.

Los orificios tienen un camino de salida hacia una superficie de apoyo rectificada y presenta una serie de perforaciones de conexiones, la cual está destinada a quedar en contacto con la placa base, y en su cara opuesta están las conexiones roscadas para las tuberías.

Este tipo de montaje presenta ventajas, ya que el desmontaje de la válvula se puede realizar rápidamente y retirar el distribuidor sin tener que desconectar las tuberías.

2.1.7.2 Válvulas de caudal.

Estas válvulas producen una caída de presión independientemente de la viscosidad del aceite, y esta independencia se produce si la zona de estrangulamiento es muy corta, es decir, si esta zona es un diafragma.

La válvula reguladora de caudal está formada por un cuerpo, con los dos orificios de unión y un taladro calibrado no regulable por lo que estas válvulas deben producir una resistencia hidráulica. Si se produce presión delante de esta resistencia hidráulica el caudal se dividirá y una parte del caudal de la bomba fluirá por la válvula y la otra por el estrechamiento constante con lo cual el volumen se reducirá en esta parte de tubería.

Como consecuencia, el fluido entra con una presión que al pasar por el estrechamiento constante produce un rozamiento actuando igual que una resistencia. La energía hidráulica se transforma en energía térmica, deduciéndose una pérdida de energía a la cual se le conoce como caída de presión.

Esta es la denominación que reciben las válvulas reductoras y limitadoras de caudal que operan estrechando la sección de paso del fluido sin considerar el valor y grado de la presión reinante. Las reducciones limitadas de caudal son necesarias en la mayoría de los circuitos resultando esenciales cuando la alimentación es a caudal constante, dependiendo las prestaciones y el rendimiento de la transmisión de su disposición y modo de actuar, siendo obligado reducir la sección de paso en el conducto para disminuir el caudal.

Por consiguiente, al disminuir el caudal circulante es necesario reducir la sección de paso y la caída de presión producida permite dos composuras. Por una parte, están las estranguladoras que actúan solamente en la sección de paso disminuyendo el caudal, y por otro, los reguladores que dirigen la caída de presión en el estrechamiento manteniéndola prácticamente constante.

Si se acepta una mayor pérdida de carga o caída de presión se puede mantener el caudal por un conducto aunque disminuya la sección de paso.

Obviamente las válvulas de control de flujo o volumen se usan para regular la velocidad. Como ya sabemos la velocidad de un actuador depende de cuanto

aceite se le bombee por unidad de tiempo. Es posible regular el flujo con una bomba con desplazamiento constante y regular el flujo con una válvula de control de caudal.

Reguladoras de caudal variable:

Las válvulas reguladoras de caudal variable están constituidas por un orificio y un sistema de regulación formado por un tornillo y un cierre que puede ser plano, cónico, helicoidal, etc.

Dentro de estas válvulas las más usuales son las de aguja y las helicoidales.

Reguladoras de caudal constante:

Su misión consiste en que el caudal sea siempre constante, independientemente de la presión que se produzca a la entrada y salida de la válvula. Para que este caudal permanezca constante deberá mantenerse constante la diferencia de presión.

Dentro de este modelo de válvulas se encuentran las válvulas de 2 y 3 vías.

Las primeras tienen como acción recomendada la de limitar el flujo independientemente de las variaciones de presión y temperatura.

Estas válvulas funcionan en combinación con la válvula limitadora de presión. La corriente residual es desviada hacia el depósito a través de la válvula limitadora de presión.

Las de 3 vías funcionan como las de 2 vías, con la diferencia de que las válvulas de 3 vías tienen una conexión adicional hacia el depósito. Además, la bomba trabaja sólo contra la presión requerida por el receptor.

Las válvulas reguladoras de flujo se pueden instalar únicamente en la alimentación de un consumidor.

Reguladoras de caudal unidireccional:

El empleo de este tipo de válvulas y en combinación con una válvula limitadora de presión y con una bomba regulable, sirve para obtener una reducción de la velocidad del flujo.

La válvula de estrangulación con antiretorno va a regular el caudal en función de la carga o lo dejará pasar sin presión dependiendo de la dirección de la corriente.

Así, en un sentido la válvula de estrangulación limitará el caudal del líquido, y en el sentido contrario el caudal del líquido abrirá la sección de paso de la válvula antiretorno.

2.1.7.3 Válvulas reguladoras de presión.

Las válvulas de control de la presión hay que interpretarlas como parte integrante del sistema que actúan bajo la influencia de la presión o bajo el efecto de las modificaciones de esta presión. Por consiguiente, desempeñan diferentes cometidos tales como el limitar la presión máxima del sistema o regular la reducción de la presión en ciertas partes del circuito, y en otras actividades en donde su intervención es el resultado del cambio de la presión operante.

Su funcionamiento está basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte, teniendo, la mayoría, infinidad de posiciones, queriendo decir esto que las válvulas

pueden tomar varias posiciones pudiendo ser éstas completamente cerradas o completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y la diferencia de presión.

Reguladoras de presión:

Las válvulas reguladoras de presión, también llamadas válvulas reductoras de presión, son válvulas que controlan o reducen la presión en un circuito secundario en relación con un circuito primario, cuya presión es siempre más elevada.

Estas válvulas mantienen en su salida una presión constante inferior a la que existe en su entrada. O bien, en una parte del circuito se puede reducir la presión del sistema a un valor más bajo.

Estas válvulas están normalmente abiertas. Como resultado, cuando la presión de entrada es inferior al calibrado de la válvula, el paso entre la entrada y la salida está totalmente abierto.

Las válvulas se dan en versiones de acción directa u operada por piloto.

Limitadoras de presión:

Las válvulas limitadoras de presión, conocidas también como válvulas de seguridad, tienen la misión de limitar la presión y proteger el sistema oleohidráulico o algún elemento de trabajo frente a los aumentos de presión o presión elevada.

Pueden ser de acción directa o pilotada. Las de acción directa, las más sencillas, están constituidas por: una bola, un asiento y un resorte calibrado.

Las pilotadas constan básicamente de: válvulas principal con conjunto de émbolo y válvula piloto con elemento de ajuste.

De secuencia:

Son válvulas que se abren al alcanzar una determinada presión (en un circuito primario) y que permiten, en principio, la alimentación de un circuito secundario, es decir, dejar pasar el caudal a otro sistema hidráulico. Por tanto, es una válvula limitadora de presión, cuyo empleo o salida en vez de ir al depósito, va a otra parte del circuito, permitiendo la alimentación de un circuito secundario. Son “normalmente cerradas”.

Se diferencian de las válvulas limitadoras de presión de que éstas, van siempre montadas en línea sobre el circuito al que están destinadas y llevan los tubos de drenaje externos, mientras que las limitadoras de presión van montadas en derivación.

2.1.8 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DE TRABAJO.**2.1.8.1 Cilindros de pistón.**

Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuador lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza.

Un cilindro está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular y un vástago que se mueve dentro de la camisa tubular del cilindro. El vástago de un cilindro está concebido para efectuar dos movimientos: avance o extender (compresión) y otro retroceder o recoger (tracción) y debe hacerse todo lo imprescindible para atacar las fuerzas laterales, empleando como procedimientos:

el tipo de soporte o de fijación adecuado, las rótulas, etc., siendo el esfuerzo de acuerdo con la sección del cilindro y la presión de trabajo.

El cilindro está compuesto por:

Un tubo llamado camisa; en émbolo, el cual recibe la energía del fluido; un vástago y dos cabezales o tapas, de los cuales uno, por lo menos, está taladrado para permitir el paso del vástago que prolonga mecánicamente el émbolo y juntas de estanquidad apropiadas. El montaje de todo ello, es, por lo común, sujeto mediante cuatro tirantes.

El tubo es de acero, frecuentemente, estirado o barra perforada, siendo su superficie interna pulimentada con un acabado extremadamente fino, lapeado. El vástago y el émbolo son de acero laminado sacado fino, rectificado. La estanquidad se consigue mediante juntas que reducen las fugas ente el émbolo y las paredes de la camisa.

Entre las juntas de estanquidad destacan los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas a su alrededor.

Opcionalmente deberá atenderse a la purga del aire para ventilar el cilindro, operación necesaria para eliminar las bolsas de aire existentes en él, al poner en marcha la instalación por primera vez, teniendo la precaución de que la purga se encuentre en la posición más alta.

TIPOS DE CILINDROS:

Tabla 2.1.10 Tipos de Cilindros

CILI NDR	Simple Efecto	- Sin recuperación interna.
		- Con recuperación interna.

	Doble Efecto	<ul style="list-style-type: none"> - Vástago simple. - Vástago doble. - Diferencial. 	<ul style="list-style-type: none"> - Con o sin amortiguación trasera y delantera
	Telescópicos	<ul style="list-style-type: none"> - Simple y doble efecto. 	

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO:

Los cilindros de simple efecto retroceden o se recuperan por resorte o por una fuerza exterior definida, teniendo una sola carrera de trabajo. Reciben solamente por una de sus caras el caudal que proviene de la bomba, es decir, tiene una sola conexión de fluido para mover el pistón.

Por consiguiente, estos cilindros pueden transmitir fuerzas solamente en un único sentido.

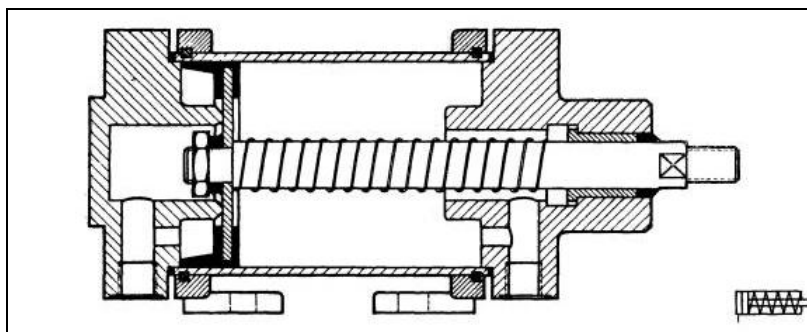


Figura 2.1.17 Cilindro de Simple Efecto

CILINDROS DE DOBLE EFECTO:

En los cilindros de doble efecto, vástago simple, las carreras de avance y de retroceso se consiguen porque el aceite a presión puede entrar por cualquier lado del émbolo, en donde el aceite ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro y

provoca, en consecuencia, el movimiento del pistón hacia uno u otro sentido. Es decir, dispone de dos conexiones independientes entre sí para la entrada del aceite.

Supongamos, que en la carrera de avance, el líquido entra a presión por el lado izquierdo del cilindro y actúa en el lado del émbolo. Por consiguiente habrá una presión que desplaza el émbolo hacia la derecha y hace salir el vástago. El fluido hidráulico que se encuentra en el lado del vástago es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

Para el retroceso el aceite a presión penetraría por el lado contrario, o sea, se introduce en el cilindro por la derecha. El émbolo se desplaza y el vástago entra. El aceite hidráulico que se encuentra en el lado del émbolo, es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

De lo dicho se puede observar que, en el proceso de retroceso, la superficie del émbolo es menor que en el de avance, debido al área de la sección transversal del vástago, por consiguiente la fuerza de tracción es menor que la de empuje.

LA FUERZA DE EMPUJE ES MAYOR A LA FUERZA DE RETORNO.

La carrera de avance es más lenta pero capaz de ejercer mayor fuerza que cuando retrocede el émbolo con el vástago.

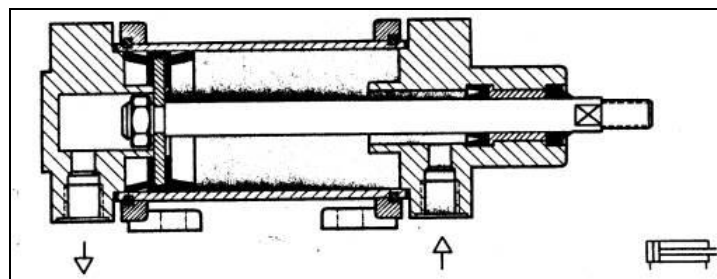


Figura 2.1.18 Cilindro de Doble Efecto

CILINDRO DE DOBLE VÁSTAGO:

Los cilindros de doble vástago, en donde los dos cabezales deben estar taladrados, se emplean en aquellos casos en que resulta ventajoso acoplar una carga en cada extremo, o bien, cuando se requiere el mismo desplazamiento en ambas carreras.

Estos cilindros llevan un émbolo que está unido a dos vástagos de diámetro menor pero igual sección, resultando iguales también las dos superficies útiles, y por tanto hay velocidades en ambos sentidos de movimiento.

Por consiguiente, al contar con áreas iguales a uno y otro lado del émbolo, pueden proporcionar iguales velocidades o fuerzas, o ambas cosas a la vez, en cualquier sentido.

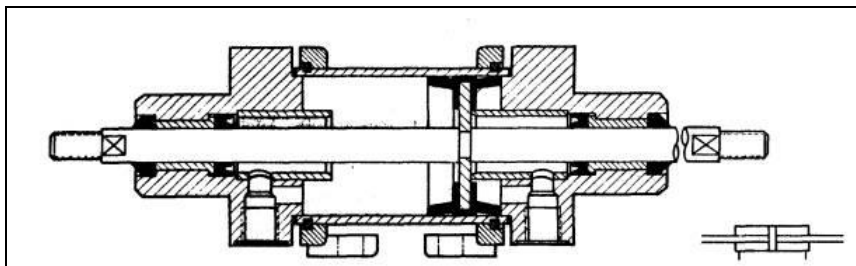


Figura 2.1.19 Cilindro de Doble Vástago

CILINDRO DIFERENCIAL:

Este cilindro presenta la misma apariencia externa que un cilindro de doble efecto normal. Su diferencia estriba en que la sección del émbolo es exactamente igual al doble de la del vástago. Por consiguiente, para una misma presión la fuerza

desarrollada en la salida del vástago es justamente dos veces mayor que en la entrada.

Al ser las cámaras a llenar iguales, pero de distinto volumen dada las diferencias de áreas, las velocidades de carrera son inversamente proporcionales a la superficie.

CILINDROS CON AMORTIGUACIÓN:

No es conveniente el choque de la cabeza del émbolo con las tapas externas de los cilindros por lo que se recomienda no sobrepasar la velocidad de 10 m/min., o aunque sean para velocidades superiores o inferiores con desplazamiento de masas de cierta consideración, es aconsejable colocar dispositivos de frenado para evitar daños mecánicos a las estructuras y a los mecanismos incluyendo en los cilindros amortiguación interna, con ellos se pueden trabajar a velocidades de hasta 30 m/min. Bajo demanda es posible alcanzar velocidades de hasta 100 m/min.

Normalmente los cilindros de doble efecto llevan cuatro sistemas de amortiguación para el frenado de fin de carrera, con el objeto de obtener una deceleración de la velocidad del vástago hasta su frenado.

Existen o se dan cuatro tipos de amortiguación:

- Fija, en un solo sentido de l pistón.
- Fija, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en un solo sentido del pistón.

El control del grado de amortiguación se realiza desde el exterior mediante un tornillo regulable que sirve para fijar previamente la presión de frenado.

El principio de funcionamiento, mayormente utilizado para la amortiguación, se basa en crear una cámara de fluido entre la cabeza del pistón y la tapa, antes de que el pistón efectúe todo su recorrido, de forma que el aceite contenido en dicha cámara se le permita descargar lentamente, por estrangulación, a través de un orificio de paso variable.

La energía cinética que posee el cilindro es absorbida por el aceite atrapado en dicha cámara, hasta su total evacuación, con el consiguiente cambio de la velocidad que disminuirá progresivamente hasta el final del recorrido dando lugar al frenado.

CILINDROS TELESCÓPICOS:

Se trata de una construcción especial, en el cual la barra es telescópica, pudiéndose alcanzar una gran carrera utilizando un reducido espacio para su montaje.

Están formados, por lo menos, por dos pistones metidos uno dentro de otro, con lo que la longitud del cilindro, cuando está extendido, no es el doble sino que como mínimo es el triple de la longitud del cilindro replegado.

Pueden ser de simple como doble efecto .y su uso más común es vehículos automotores con volquete.

OBSERVACIONES:

Cuando algún cilindro de los comentados no está provisto de juntas, suele recibir el nombre de émbolo buzo.

Si el émbolo buzo tiene un diámetro igual al diámetro interior de su cilindro lleva entonces sobre la periferia de sus extremos unas gargantas de estanqueidad (ranuras mecanizadas).

CILINDRO ROTATIVO:

Como una variante de los actuadores lineales se da el cilindro rotativo, llamado también de cremallera u oscilante, cuya característica más importante es la transformación del movimiento lineal alternativo, en un movimiento rotativo o giratorio en ambos sentidos con un ángulo de rotación limitado, siendo los ángulos más normales el de 90° , 180° y 360° . El número de vueltas posibles depende de la longitud de la parte dentada del vástago.

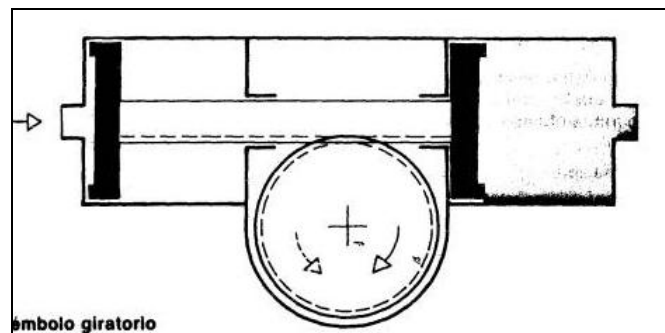


Figura 2.1.20 Cilindro Rotativo

JUNTAS:

Los cilindros suelen llevar juntas dinámicas y juntas estáticas que garantizan estanqueidad absoluta y bajo coeficiente de rozamiento. Por lo general, y con un campo muy extenso, las juntas se suministran para trabajar con aceite mineral hidráulico y, bajo demanda o estándar, depende del fabricante con fluidos

resistentes al fuego (no inflamables), como puede ser del tipo ester-fosfato o agua-glicol.

La tabla 2.1.11 indica las características básicas y recomienda las temperaturas de trabajo y la gama de durezas que pueden obtenerse de los diferentes materiales.

Tabla 2.1.11 Características de los materiales para juntas

Base del Polímero	Características Principales	Campo de Temperaturas Recomendadas	Gama de Durezas
Goma Natural	Óptima resiliencia y resistencia mecánica. Baja resistencia a los aceites minerales.	-25 °C a 80°C	30 a 90 °Sh ⁶
Nitrilo (Alto grado)	Óptima resistencia a los aceites minerales.	-10 °C a 100°C	40 - 90 °Sh
Poliuretano	Óptima resistencia mecánica en general, y a la abrasión en particular. Baja resistencia al agua caliente.	-20 °C a 70°C	65 - 90 °Sh
Continuación Tabla 2.1.11 Características de los materiales para juntas			
Base del Polímero	Características Principales	Campo de Temperaturas Recomendadas	Gama de Durezas

⁶ Sh, (Shore). Escala de dureza utilizado en los polímeros. Es Shore A para elastómeros y Shore D para termoplásticos. Un mayor número en la escala implica una mayor dureza del material.

Butil	Envejecimiento muy lento al aire. Buena resistencia a los agentes químicos, en particular a los esteres fosfóricos. Baja resistencia a los aceites minerales.	-40 °C a 120°C	30 - 85 °Sh
Etileno Propileno	Óptima resistencia a los esteres fosfóricos y agua caliente. Baja resistencia a los aceites minerales.	-40 °C a 120°C	35 - 95 °Sh
Silicona	Óptimo comportamiento a altas temperaturas. Baja resistencia mecánica. Baja resistencia a los aceites minerales.	-100 °C a 250°C	35 - 85 °Sh
Fluorelastómero (vitón)	Buena compatibilidad con carburantes y aceites minerales. Óptima resistencia a la temperatura.	-20 °C a 200°C	60 - 90 °Sh

Consideraciones importantes sobre los elastómeros son:

Efecto de la temperatura:

La goma, en general, sufre el efecto de las altas y bajas temperaturas, estando dicho efecto en función del tiempo de inmersión y, por tanto, la selección del polímero-base correcto es en extremo crítica.

Alta temperatura:

Normalmente todos los productos fabricados en goma sintética se deterioran después de un período de tiempo sometido a altas temperaturas, perdiendo sus características elásticas. Dicho efecto depende del tiempo, y su deterioro no es el mismo en un componente o en otro.

Baja temperatura:

El primer efecto negativo que incide sobre la gama sintética, a partir de cero grados, es la pérdida de su resiliencia (se endurece), con lo se convierte en un material muy frágil. Dicho efecto desaparece gradualmente a medida que sube la temperatura.

Compatibilidad con carburantes y aceites:

El primer efecto causado por los aceites o carburantes en un producto a base de goma sintética es puramente físico: sufre un hinchamiento.

En una junta de estanqueidad para movimiento alternativo, se admite que el límite máximo aceptable de este fenómeno, sea un aumento de volumen de 20 % en caso de inmersión total, mientras que para una junta de trabajo estático, se admite un valor superior.

Resistencia a la abrasión:

Ésta es una de las más importantes propiedades consideradas para la elección de un elastómero. Sin embargo, esta propiedad es una de las más difíciles de evaluar, por lo que normalmente se estudia comparando su resultado con otro elastómero, del cual se conoce su comportamiento de trabajo.

Elasticidad:

La mayor parte de los compuestos presentan unas prestaciones favorables en este sentido, siempre que el campo de temperatura esté entre 0° y 50 °C, deteriorándose progresivamente a medida que nos alejamos de estos límites, a excepción de la silicona que mantiene sus características entre -50 ° y 150 °C.

RECOMENDACIONES PARA EL MONTAJE DE JUNTAS:

1. Las longitudes del pistón y de las guías deben ser proporcionales y adecuadas, dado que en muchas ocasiones, bien por un montaje desalineado del cilindro, o por causas de fuerzas externas, dicho cilindro deberá trabajar a cargas radiales.
2. Asegurarse de que todas las partículas férricas y otros contaminantes sean eliminados de los alojamientos de las juntas antes de proceder al montaje de las mismas.
3. Asegurarse de que el sistema hidráulico al que se va a acoplar el cilindro esté, asimismo, libre de impurezas.
4. Comprobar que el alojamiento de la junta no esté deteriorado. Eliminar los cantos vivos y las rebabas, fijando particular atención en las ranuras y filetes de rocas sobre los que ha de deslizarse la junta para su montaje.
5. Limpiar todas las áreas de alojamiento así como las superficies adyacentes.
6. Cuando la diferencia entre el diámetro de filete de rosca y el interior de la junta sea mínima, se ha de prever algún tipo de protección sobre la rosca, como una manga de montaje de plástico duro o similar.
7. Comprobar que el diseño y el material de las juntas sean los adecuados para las prestaciones exigidas al cilindro.
8. Asegurarse que las juntas han estado correctamente almacenadas, y que no presentan ningún tipo de deformación en el momento del montaje.
9. Engrasar la junta y su alojamiento antes del montaje con aceite o grasa compatibles.

10. Cuando las piezas montadas en subensamblajes estén a la espera de posteriores montajes, asegurarse de que las juntas no estén sometidas a mala alineación o deformación, manteniendo además el subconjunto en lugar limpio.
11. El uso de palancas metálicas no es recomendable. En caso de tener que utilizarse, cuidar de que no presenten rebabas o muescas. Una vez usadas, comprobar que las partes metálicas del alojamiento no hayan sido dañadas.

PANDEO:

El pandeo se produce a consecuencia de la flexión que sufre el cilindro provocada por una compresión lateral. Si el cilindro trabaja a compresión, es necesario comprobar su comportamiento respecto a las fuerzas exteriores y ver si las condiciones de estabilidad al pandeo están garantizadas.

Cuando la longitud entre apoyo y punto de aplicación, de los cilindros que trabajan a compresión es notable, ha de comprobarse la flexión lateral para evitar el pandeo. Ocurriendo que el vástago que es el componente más propenso a encorvarse, de sección pequeña relativamente a su longitud, y admitiendo la posibilidad de flexar y siendo la parte más débil del cilindro, es recomendable comprobar su resistencia al objeto de que no origine el pandeo.

Para conseguir que éste no se doble, es preciso que la fuerza total que lo comprime sea inferior a un valor que la resistencia de materiales permite calcular y que depende de las condiciones de fijación de los extremos de la pieza.

Para calcular la resistencia al pandeo utilizaremos, por su gran aceptación en cilindros, las fórmulas de EULER dado que los vástagos mayormente se consideran como barras esbeltas. EULER calculó matemáticamente la carga crítica capaz de producir pandeo, siendo válidas cuando el grado de esbeltez cumple a ser mayor o igual a 105.

Con una esbeltez menor el cálculo se realizará según Temajer, Ranking y otros. Es una fórmula del mismo tipo para todos los casos, pero con distintos coeficientes, así tenemos:

$$F = K \frac{\pi^2 \cdot I \cdot E}{L^2} \quad (\text{Ec. 2.1.12})$$

Siendo:

- F = Carga total más allá de la cual se producirá la rotura, en kp o kgf.
- I = Momento de inercia mínimo para secciones transversales circulares. ($I = D^4 \cdot \pi/64$), en cm^4 .
- E = Módulo de elasticidad del material empleado, en Kp/cm^2 .
- L = Longitud virtual sometida a pandeo, en cm (L = Longitud real entre apoyos, en cm.)
- K = Coeficiente cuyo valor depende del sistema de fijación del cilindro por sus extremos.

En cuanto a los valores que se han de dar a K, corresponden a los cuatro casos:

- Un extremo fijo y otro libre: $K = 1/4$.
- Los dos extremos articulados: $K = 1$.
- Un extremo articulado y el otro fijo: $K = 2$.
- Los dos extremos fijos: $K = 4$.

Sea F_t la carga máxima admisible o fuerza total a que debe estar sometido el cilindro; en la práctica se le impone la condición $F_t = F/n$, siendo n un coeficiente de seguridad mayor que la unidad y determinado experimentalmente.

El coeficiente de seguridad suele hallarse comprendido entre 2 y 10 siendo su valor promedio 5. Es usual un factor de 2,5 para las aplicaciones con presión nominal de 160 bar y de 3.5 para presiones nominales entre 250 y 315 bar.

Por consiguiente, también se puede escribir:

$$F_t = \frac{K \pi^2 \cdot l \cdot E}{n L^2} \quad (\text{Ec. 2.1.13})$$

CÁLCULOS:

El principio de los cilindros hidráulicos es el tener un rendimiento que varía entre un 85 % y un 95 %.

La fuerza total F, que debe vencer el cilindro si despreciamos el rozamiento, depende principalmente de la presión del fluido y de la sección del émbolo.

$$F = p \cdot A \quad (\text{Ec. 2.1.14})$$

De donde podemos determinar, en primera aproximación, la sección o superficie del émbolo una vez conocida la presión de trabajo y el esfuerzo requerido.

$$A = F/p, \text{ o bien } p = F/A.$$

Equivaliendo a:

A= superficie del émbolo, en cm².

F = Fuerza máxima, en kg.

p = presión de servicio, en kg/cm².

Siendo la superficie del émbolo (la que no lleva vástago) igual a:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cong 0.785 \cdot D^2 \quad (\text{Ec. 2.1.15})$$

Siendo:

A₁ = Área del émbolo, en cm².

D = Diámetro, en cm.

De aquí podemos deducir el diámetro del émbolo. Para hallar la superficie del émbolo que lleva vástago se restará el área del vástago, quedando:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cong 0.785 \cdot (D^2 - d^2) \quad (\text{Ec. 2.1.16})$$

En donde,

D = diámetro del émbolo.

d = diámetro del vástago.

Al aplicar estas formulas a la realidad práctica deberán tenerse presente los esfuerzos que se superponen al esfuerzo neto (rozamientos, inercias, etc) recurriendo para su determinación al uso de ábacos y reglas de cálculo.

Los esfuerzos de compresión (empujando) y de tracción (tirando) son iguales a la sección del cilindro por la presión del fluido. Es decir:

$$\text{Esfuerzo a compresión } \sigma = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot p}{4} \quad (\text{Ec. 2.1.17})$$

$$\text{Esfuerzo a tracción } \sigma = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi \cdot p}{4} \quad (\text{Ec. 2.1.18})$$

Siendo para las dos fórmulas, las siguientes unidades:

σ = esfuerzo a compresión y tracción, en kg.

D = diámetro del émbolo, en cm.

d = diámetro del vástago, en cm.

p = presión, en kg/cm².

La velocidad (v) de salida del émbolo (avance) es:

$$v = 16.6 \cdot \frac{Q}{A_1} \quad (\text{Ec. 2.1.19})$$

Y la velocidad (V) de entrada del émbolo (retroceso) es:

$$V = 16.6 \cdot \frac{Q}{A_2} \quad (\text{Ec. 2.1.20})$$

En donde:

v = velocidad, en cm/s.

Q = caudal alimentación, en litros/min.

A_1 = sección émbolo cilindro, en cm^2 .

A_2 = Sección anular cilindro, en cm^2 .

El volumen del cilindro se expresa por:

$$V = A \cdot s \quad (\text{Ec.2.1.21})$$

V = volumen del cilindro, en cm^3 .

A = área, en cm^2 .

s = carrera, en cm.

Si la velocidad de los cilindros está predeterminada, para calcular el caudal de alimentación se utilizará la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{v \cdot 60 \cdot A}{1000} \quad (\text{Ec. 2.1.22})$$

Q = caudal de alimentación en litros/min.

v = velocidad avance o retroceso del cilindro, en cm/s.

A = sección de que se trate, en cm^2 .

2.1.9 Mando de un cilindro de doble efecto.

El grupo de accionamiento suministra el caudal de líquido a presión (Figura 2.1.20). Se necesita una válvula limitadora de presión para evitar que las presiones suban demasiado. La magnitud de la presión ajustada puede leerse en un manómetro.

Para mandar el cilindro de doble efecto se utiliza una válvula distribuidora 4/2. Al accionar ésta se abre el paso de $P \rightarrow B$, y el émbolo de trabajo se desplaza hasta su posición final exterior. Al mismo tiempo, el líquido a presión que se encuentra en el lado del vástago es evacuado por $A \rightarrow T$ al depósito. Después de conmutar la válvula distribuidora 4/2 (a la posición de reposo), se abre el paso de $P \rightarrow A$. El émbolo de trabajo entra y desplaza el líquido a presión existente en el lado del émbolo, por $B \rightarrow T$, hacia el depósito.

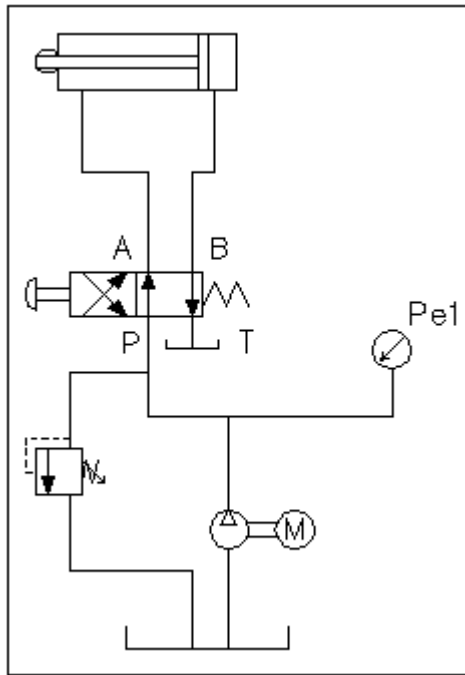


Figura 2.1.21 Mando de un cilindro de doble efecto

2.1.10 Mando de un cilindro de doble efecto mediante válvula 4/3.

El grupo de accionamiento suministra el caudal de líquido. Para que no se produzcan presiones demasiado altas está prevista en el sistema hidráulico una válvula limitadora de presión. La magnitud de la presión puede leerse en un manómetro (Figura 2.1.21).

Para pilotar el cilindro de doble efecto hay prevista una válvula distribuidora 4/3 con posición media de circunvalación. Estando dicha válvula en la posición media (0) de circunvalación, el caudal de líquido puede pasar sin obstáculos al depósito. Los empalmes A y B están cerrados. Al conmutarla a la posición de avance (a), se abre el paso de $P \rightarrow A$ y de $B \rightarrow T$, y el vástago del émbolo del cilindro sale. Al conmutarla a la posición de retorno (b), se abre el paso de $P \rightarrow B$ y de $A \rightarrow T$, y el vástago del émbolo del cilindro entra.

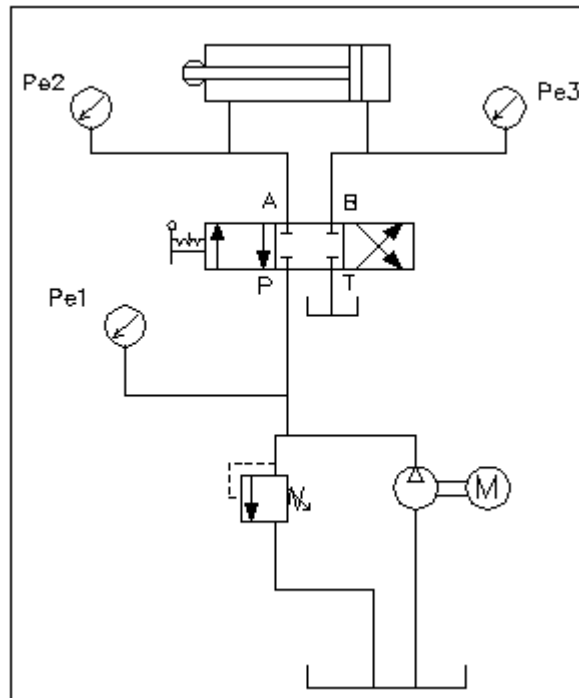


Figura 2.1.21 Mando de un cilindro de doble efecto mediante válvula 4/3

Si durante el movimiento de avance se conmuta la válvula a la posición media de circunvalación, el émbolo se detiene. Cuando es necesario que el émbolo se detenga, el circuito de circunvalación tiene la ventaja de que el caudal enviado por

la bomba puede ser evacuado directamente sin presión, sin calentarse y sin necesidad de pasar por la válvula limitadora de presión.

2.1.11 Regulación de la velocidad de avance de un cilindro.

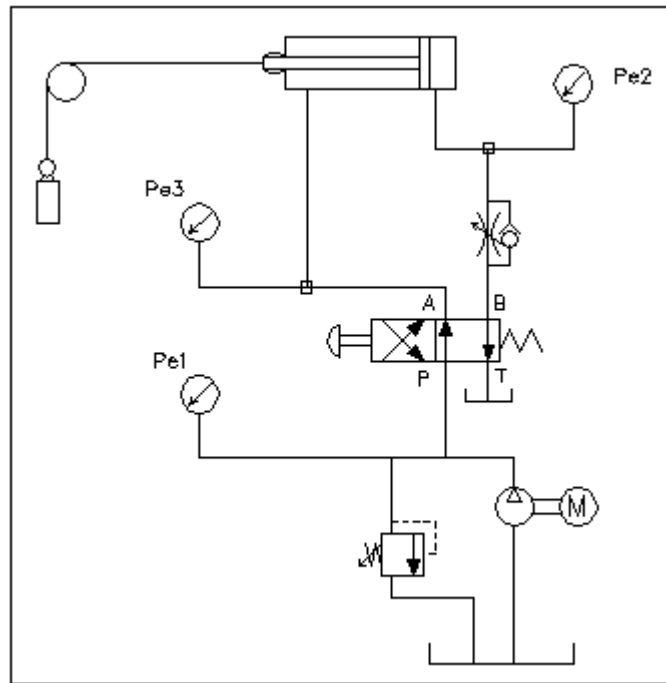


Figura 2.1.22 Regulación de la velocidad de un cilindro

En el circuito previsto en primer lugar (Figura 2.1.22), al accionar la válvula 4/2, el caudal de aceite enviado por la unidad de accionamiento pasa por la válvula reguladora de caudal al cilindro de trabajo y actúa sobre la superficie del émbolo; al mismo tiempo, el líquido de retorno del lado del vástago sale sin presión. Según el peso de la carga, el émbolo se mueve con sacudidas más o menos fuertes. Este deslizamiento con sacudidas, se produce por el rozamiento variable producido por el deslizamiento y la adherencia. El émbolo no sólo es empujado por el líquido a presión, sino también extraído por el peso de la carga. El deslizamiento con sacudidas puede presentarse también sin que haya una carga que tire, cuando las

velocidades de arranque son lentas y las resistencias de trabajo varían. Para evitar este problema se introducen variaciones en el circuito proyectado, que queda de la siguiente forma (Figura 2.1.23).

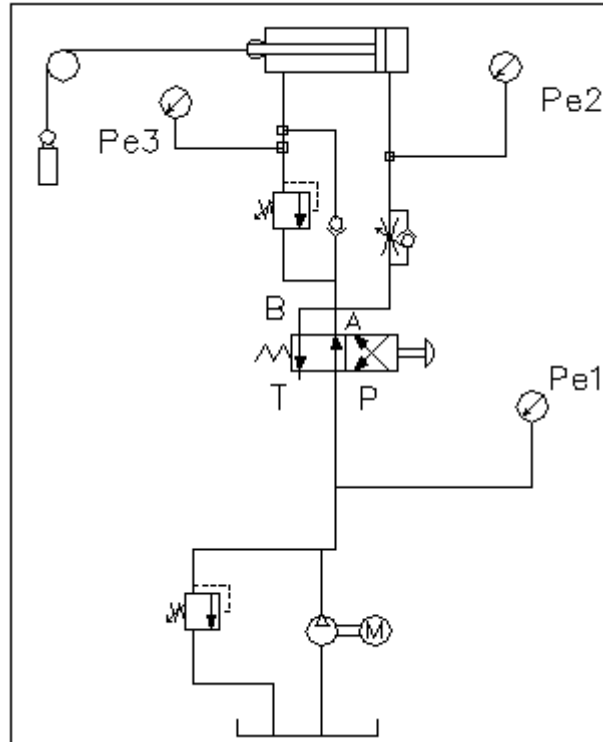


Figura 2.1.23 Regulación de la velocidad de un cilindro

Después de accionar la válvula distribuidora 4/2, el caudal de líquido pasa al cilindro y actúa sobre el émbolo con la presión Pe_2 que puede subir hasta alcanzar la presión $Pe_1 = P_i$ máx. ajustada en la válvula limitadora de presión. (2 a). Por esta válvula (2 a), montada en la salida, se produce en la cámara del vástago del cilindro una contrapresión P_a . Esta contrapresión está ajustada de modo que el émbolo no está sometido a esfuerzo hidráulico, con ello se evita que el émbolo se deslice por sacudidas y ya no es posible tirar del émbolo. El movimiento de avance tiene lugar entonces de modo uniforme.

Este sistema se utiliza, por ejemplo, en máquinas herramientas, para que el carro de la herramienta avance uniformemente y sin sacudidas (se protege la herramienta y se obtiene una superficie de mejor calidad).

2.1.12 Regulación del caudal de entrada.

Al accionar la válvula distribuidora 4/3, el lado del émbolo lo recibe (Figura 2.1.24).

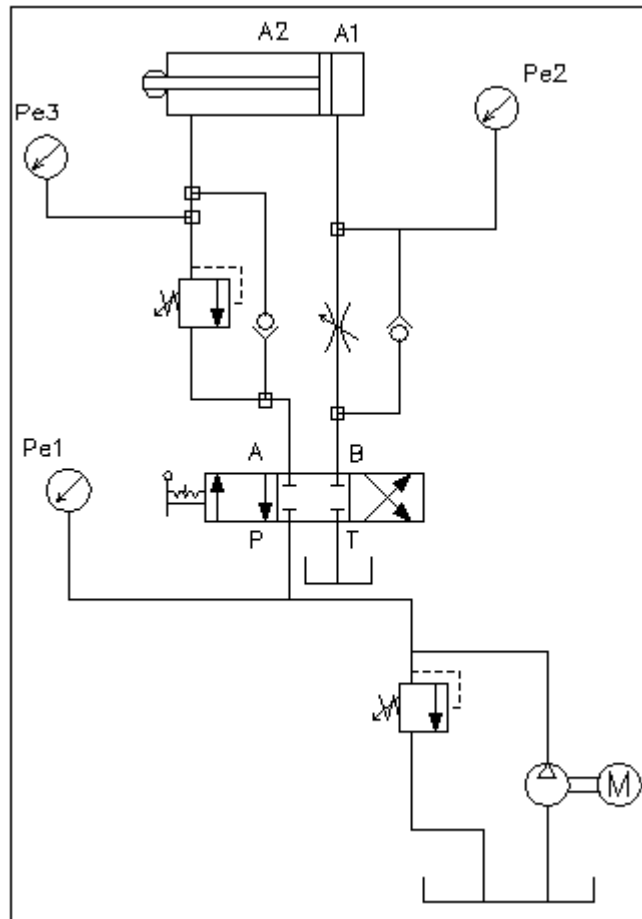


Figura 2.1.24 Regulación de caudal de entrada

El émbolo se desplaza y el vástago sale a una velocidad de avance constante. El líquido desplazado de la cámara del vástago es evacuado por la válvula distribuidora 4/3 y la otra válvula limitadora de presión y regresa al depósito. Esto es necesario para sujetar el émbolo hidráulicamente y compensar fluctuaciones de la presión.

Como la válvula reguladora de caudal regula la entrada de la corriente de líquido, la superficie del émbolo se somete únicamente a la presión que exige la resistencia de trabajo respectiva.

Como consecuencia de ello, el cilindro y sus juntas se someten a pequeñas cargas, no se produce un salto al comenzar el movimiento y la velocidad del émbolo permanece también constante, aunque la resistencia de trabajo varíe. No es posible conmutar en vaivén rápidamente, porque la presión tiene que formarse primero. Estando la válvula distribuidora 4/3 en posición media, la presión en la válvula reguladora de caudal se desvanece por la fuga.

2.1.13 Regulación del caudal de salida.

En la regulación del caudal de salida se regula el caudal que sale del consumidor (Figura 2.1.25). El grupo de accionamiento suministra la corriente de líquido. La presión máxima la determina la válvula limitadora de presión. Al accionar la válvula distribuidora 4/3, el lado del émbolo recibe la corriente de líquido enviada por la bomba.

El líquido desplazado de la cámara del vástago pasa por las válvulas reguladoras de caudal y por la distribuidora 4/3 y llega al depósito. Se regula, pues, la corriente del líquido que sale; de esta forma se sujeta hidráulicamente el émbolo y el vástago, puede salir a la velocidad de avance constante. Como se regula la corriente de líquido desplazada, en el lado del émbolo la presión actuante aumenta siempre hasta alcanzar el valor máximo ajustado en la válvula limitadora de presión. El cilindro y sus juntas están sometidos a un esfuerzo continuo grande. Al comenzar el movimiento se produce un salto, porque el émbolo se mueve durante corto tiempo sin encontrar resistencia hidráulica.

Este sistema se aplica cuando se exige que el émbolo tenga un avance regular a pesar de que intervengan fuerzas externas de magnitud y dirección variables (caso de muchas máquinas herramientas).

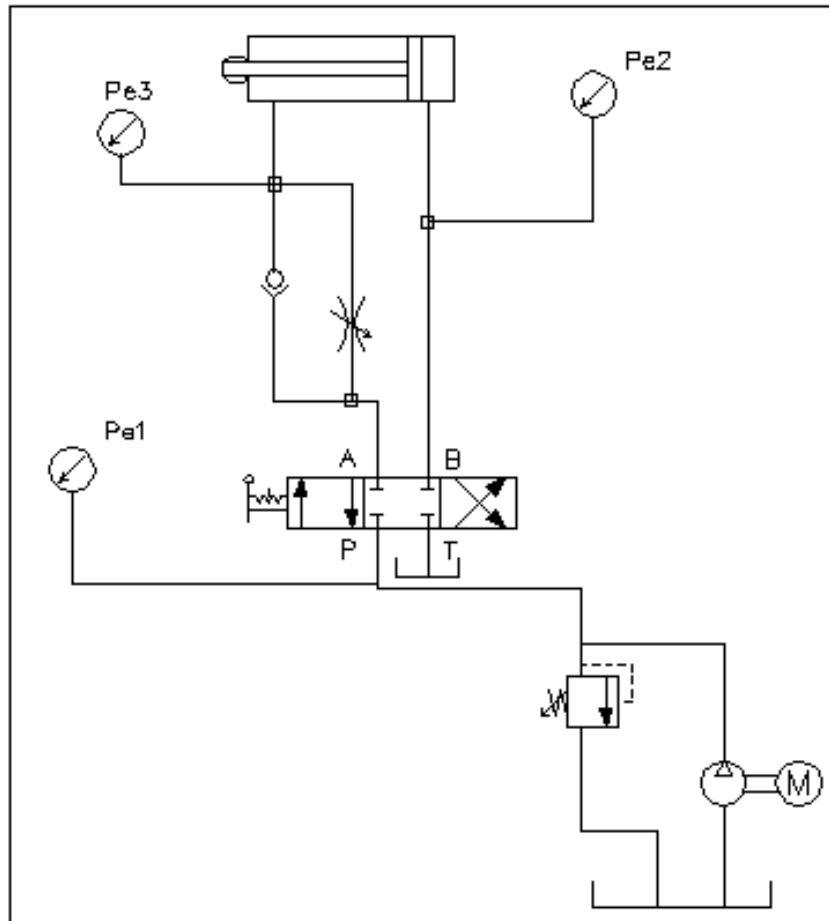


Figura 2.1.25 Regulación de caudal de salida

2.1.14 Regulador de presión.

El grupo de accionamiento suministra una corriente de líquido. La presión Pe_1 la determina la válvula limitadora de presión (figura 2.1.26).

Al accionar la válvula distribuidora 4/3, se inunda la cámara del émbolo del cilindro. El antiretorno (1) obstruye el paso, por lo cual sólo es posible el flujo a través del regulador de presión que asegura una presión constante en la cámara del émbolo, indicada en Pe_2 .

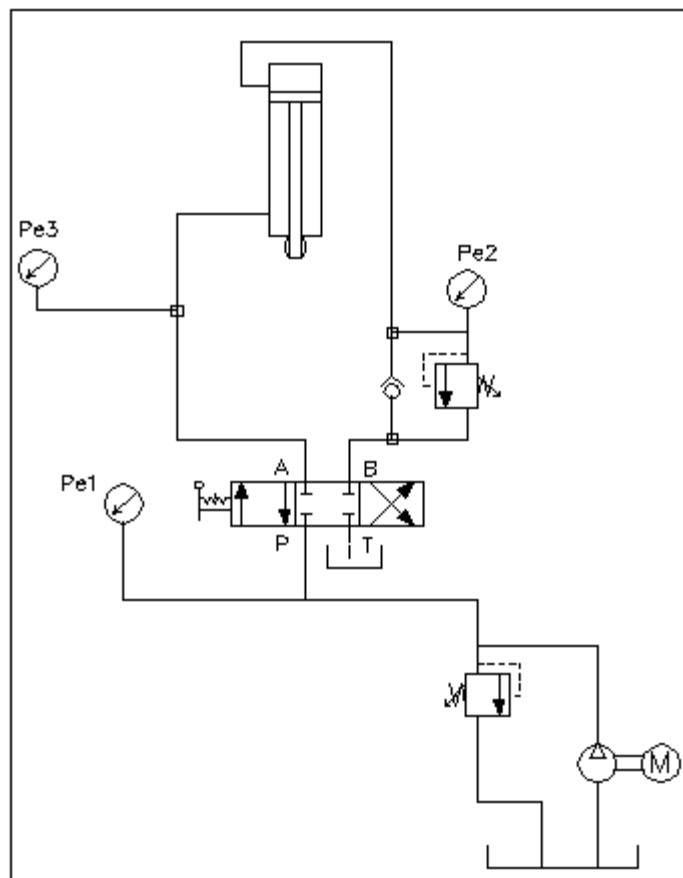


Figura 2.1.26 Regulación de presión

Cuando se acciona la válvula 4/3 en posición contraria, se llena la cámara del vástago y el aceite de la cámara del émbolo escapa por el antiretorno (1), a través de la válvula 4/3 al tanque.

Con este circuito se consigue una presión constante de trabajo. Por ejemplo, una presión constante sobre la banda en un tren de laminación.

Al conmutar la válvula distribuidora 4/3 de nuevo a su posición de reposo, la corriente pasa, sin ser estrangulada por la válvula antiretorno (7), al lado del vástago (retorno rápido). Durante el movimiento de retorno, la válvula distribuidora 4/3 no influye sobre el funcionamiento del circuito.

Este circuito se utiliza en máquinas herramientas, cuando además del avance ajustable se necesita también movimientos rápidos.

2.2 INTRODUCCIÓN AL CONTROL INDUSTRIAL.

2.2.1 INTRODUCCIÓN.

Se puede definir control como “la manipulación de las magnitudes de un sistema llamado planta a través de otro sistema llamado sistema de control”.

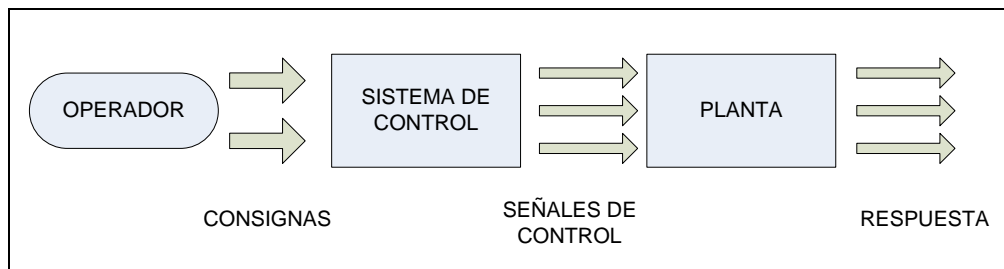


Figura 2.2.1 Diagrama básico de Control

El uso de contadores, relés, temporizadores, etc., para automatizar tareas fue aumentando a lo largo del tiempo así como algunos de los problemas que derivan de la aplicación de estos componentes tales como:

- Muy grandes armarios donde se alojan estos elementos.
- Probabilidad de avería muy alta.
- Localización de la avería muy difícil y complicada.
- Stock de materiales muy importante a un costo económico muy alto.
- Sistemas no flexibles.

A partir de los años 50 se hace uso de semiconductores y los primeros circuitos integrados sustituyendo así las funciones de los relés, poniendo en evidencia mejoras como:

- Sistemas de menor tamaño y con menor desgaste.
- Reducción de stock y aumento de la fiabilidad de los sistemas.

El problema de estos sistemas es la falta de flexibilidad. A finales de los años 60, la industria estaba demandando cada vez más un sistema económico, robusto, flexible y fácilmente modificable. En 1968 nacieron los primeros autómatas programables (API's o PLC's).

Los primeros PLC's constaban de memoria cableada y una unidad central constituida por circuitos integrados. A principios de los 70, los PLC's incorporan el MICROPROCESADOR. Más prestaciones, elementos de comunicación hombre-máquina más modernos, manipulación de datos, cálculos matemáticos, funciones de comunicación, etc.

A la segunda mitad de los años 70, traen más capacidad de memoria, posibilidad de entradas/salidas remotas, analógicas y numéricas, funciones de control de posicionamiento, aparición de lenguajes con mayor número de instrucciones más potentes y, desarrollo de las comunicaciones con periféricos y ordenadores.

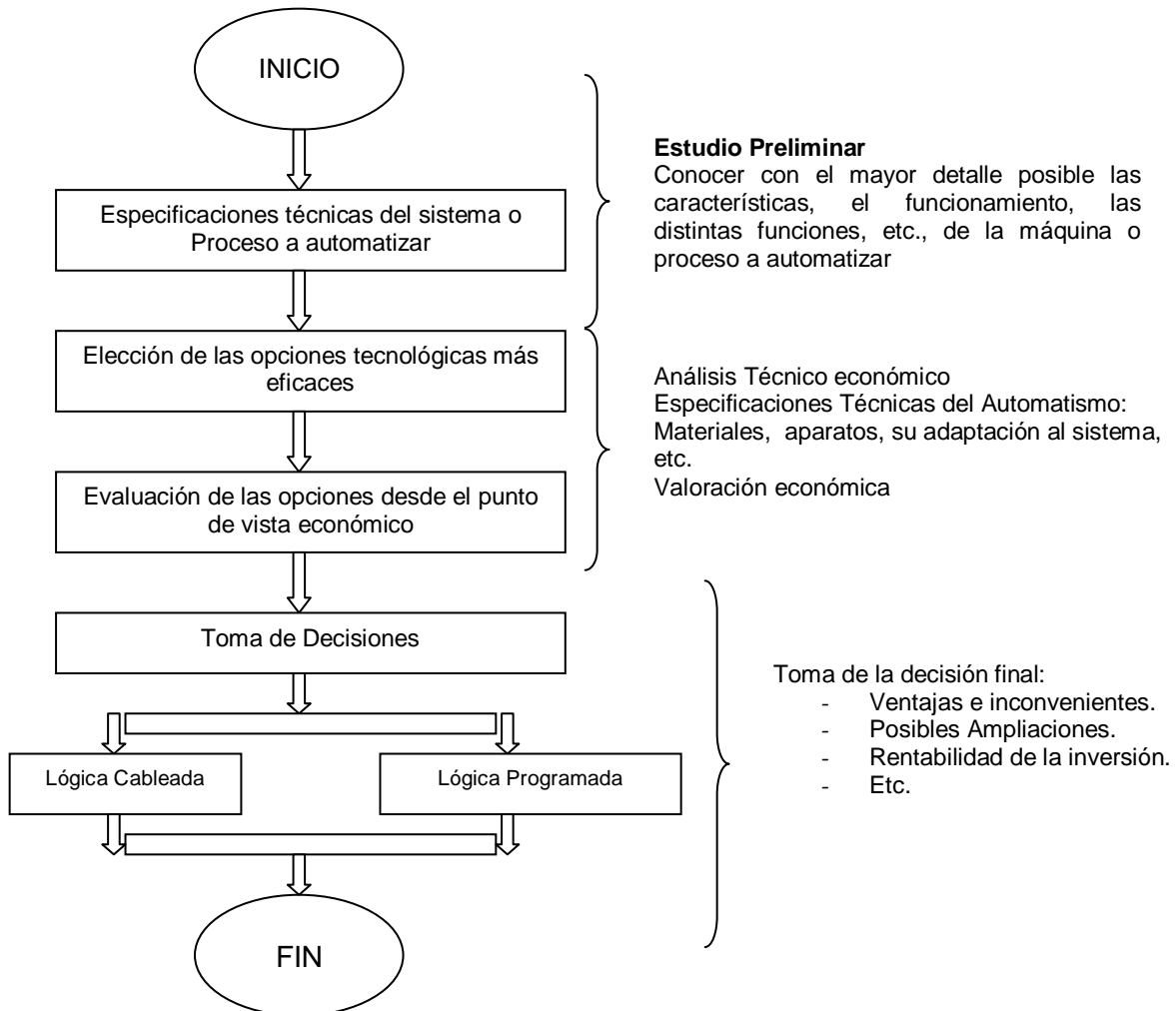
En la década de los años 80 se mejoran las prestaciones de a: velocidad de respuesta, se reducen las dimensiones, tienen mayor concentración de número de entradas/salidas en los módulos respectivos, o de módulos de control continuo, PID, servo controladores, y control inteligente.

Debido al desarrollo de la electrónica, hoy en día hay distintas variedades de autómatas que van desde:

- Microautómatas y Nanoautómatas que se utilizan en apertura y cierre de puertas, control de iluminación, control de riego de jardines, etc.
- Autómatas de gama alta » prestaciones de un pequeño ordenador.
- La principal virtud de un PLC es su robustez y facilidad de interconexión con el proceso.

La tendencia actual es: dotar al PLC funciones específicas de control y de canales de comunicación para que puedan conectarse entre sí y con ordenadores en red.

La elaboración de un automatismo se basa en:



Existen muchas aplicaciones donde se relaciona la instrumentación en nuestra vida cotidiana, así por ejemplo: El jardinero utiliza un termómetro para determinar si debe encender la calefacción en un invernadero o si es necesario abrir las ventanas si éste está muy caliente. En un proceso hidráulico, el progreso del funcionamiento de la instalación se indica por medio de la medición de temperaturas y presiones en distintos puntos, y una medida de este tipo permite que el operador tome decisiones correctas con relación de las posiciones de las válvulas, dirección del fluido, etc.

Así mismo el uso de sistemas de medición como parte de los sistemas de control automático, esta representada en el siguiente esquema:

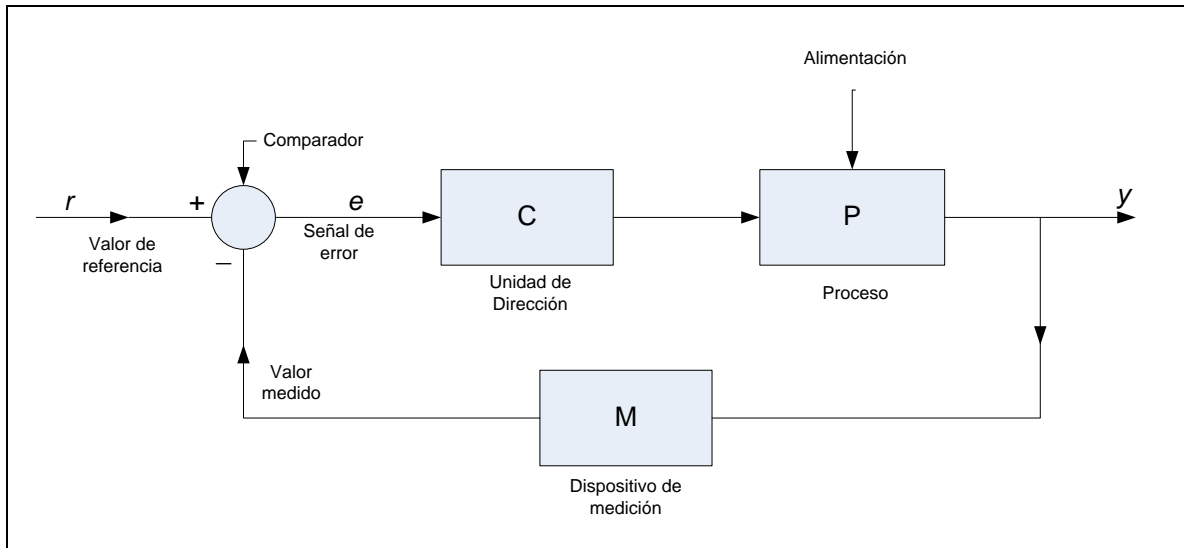


Figura 2.2.2 Elemento de un sistema de control de lazo cerrado simple

La figura 2.2.2 presenta un diagrama a bloques de un sistema de control retroalimentado, el cual fue diseñado para mantener cierta variable de salida y de un proceso controlado **P** en un valor de referencia r . El valor de la variable controlada y se determina con la ayuda del instrumento de medición **M**, se compara con el valor de referencia r , y la diferencia e se aplica como una señal de error a la unidad de corrección **C**, la cual modifica la salida del proceso de modo tal que la variable de salida está determinada por $y = r$. Las características de los instrumentos de medición en sistemas de control retroalimentados de esta clase son de importancia fundamental para la calidad de control que se obtiene. La exactitud y resolución con la que se controla una variable de salida de un proceso nunca puede ser superior a la exactitud y resolución de los instrumentos de medida que se utilizan.

Componentes del sistema de medición

En casos simples, un instrumento está compuesto por una sola unidad que produce una lectura o señal de salida de acuerdo con la magnitud de la variable desconocida que se aplica. Sin embargo, en situaciones más complejas, es posible que el instrumento de medición esté compuesto por varios elementos independientes como se ilustra en la figura 2.2.3:

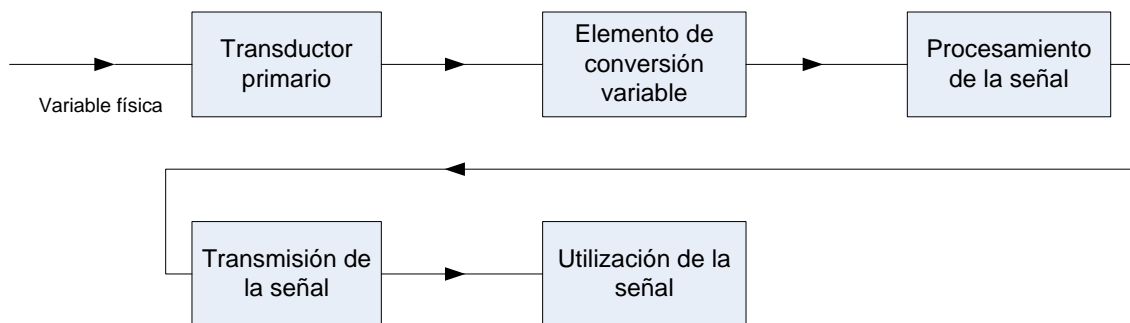


Figura 2.2.3 Elementos de un instrumento de medición

El *transductor primario* es común en cualquier instrumento de medición. Produce una salida que es función de la *cantidad que se mide*. Siendo en la mayoría de casos lineal. Un ejemplo de transductor primario es un termómetro de líquido en vidrio, un termopar y un medidor de deformación.

La variable de salida de un transductor primario se encuentra muchas veces en una forma inconveniente y tiene que convertirse a una más conveniente. Es así que se usa el *elemento de conversión variable*. Por ejemplo: el medidor de deformación que mide el desplazamiento proporciona una salida en forma de resistencia variable. Ésta se convierte en un cambio de voltaje por medio de un circuito *tipo puente*, el cual es un ejemplo típico del elemento de conversión variable.

Los elementos de *procesamiento de señal* se emplean para mejorar de alguna forma la calidad de la salida de un sistema de medición. El amplificador electrónico es un elemento de procesamiento de señales muy común, el cual amplifica la

salida del transductor primario o del elemento de conversión variable, mejorando de esa manera la sensibilidad y la resolución de la medición. Por ejemplo, los termopares cuentan con una salida típica de unos cuantos milivoltios. Otros tipos de elementos de procesamiento de señales son aquellos que filtran el ruido inducido y eliminan niveles medios, etc.

Cuando el punto de salida de un sistema de medición se encuentra a cierta distancia física del sitio donde está el transductor primario que mide la cantidad física, es necesario algún mecanismo de transmisión de la señal medida entre estos puntos. El elemento de transmisión de señales está integrado típicamente por un cable simple (o un cable que tiene más de un conductor central), que a menudo se trenza o blindado para minimizar la corrupción de la señal debido al ruido eléctrico.

El elemento final en un sistema de medición corresponde al punto donde se utiliza la señal medida.

2.2.2 TOPOLOGÍA DE LOS SISTEMAS DE CONTROL.

Encontramos:

- Lazo abierto.- Este sistema de control no recibe información del comportamiento de la planta. Se caracteriza porque la información o variables que controlan el proceso circulan en una sola dirección desde el **sistema de control al proceso.**

El sistema de control no recibe la confirmación de que las acciones que a través de los actuadores ha de realizarse sobre el proceso se hayan ejecutado correctamente.

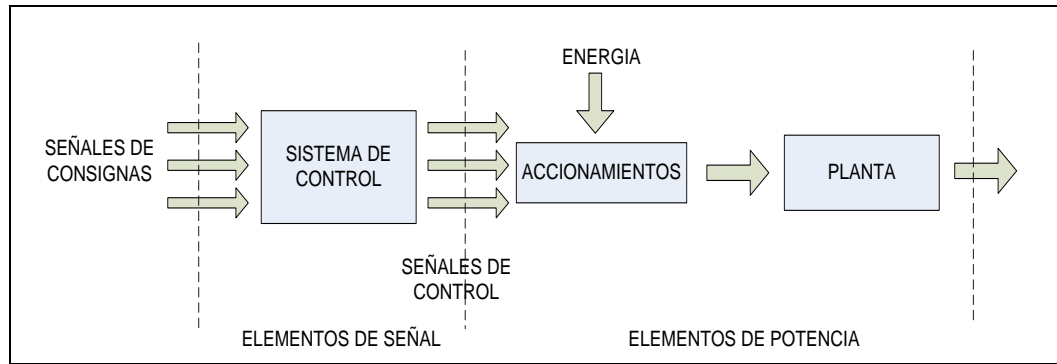


Figura 2.2.4 Sistema de Lazo abierto

- Lazo cerrado.- se caracteriza porque existe una realimentación a través de los sensores desde el proceso hacia el sistema de control, que permite a éste último conocer si las acciones ordenadas a los actuadores se han realizado correctamente sobre el proceso.

La mayoría de los procesos existentes en la industria utilizan el control en lazo cerrado bien porque el producto que se pretende obtener o la variable que se controla necesita un control continuo en función de unos determinados parámetros de entrada, o bien porque el proceso a controlar se subdivide en una serie de acciones elementales de tal forma que, para realizar una determinada acción sobre el proceso, es necesario que previamente se hayan realizado una serie de acciones elementales.

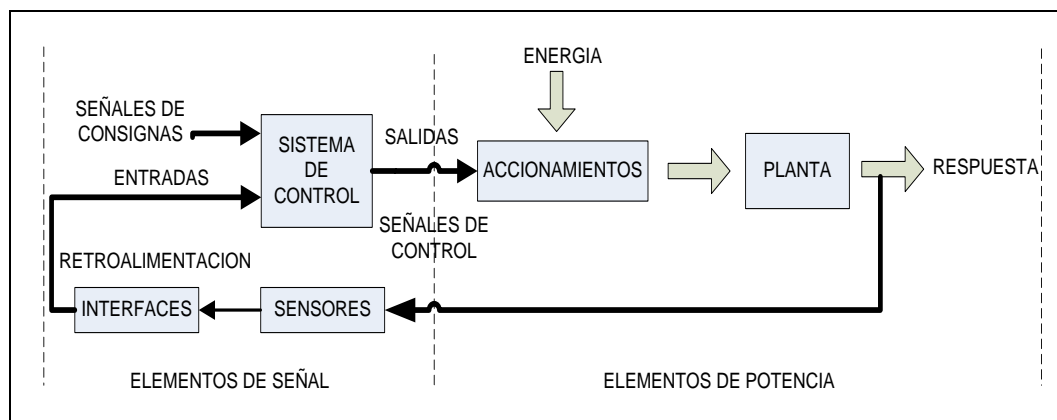


Figura 2.2.5 Sistema de Lazo cerrado

2.2.3 TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL.

Clasificación, según el tipo de señales que intervienen en la planta a controlar:

- Sistemas de Control Analógico: señales de tipo continuo (0 a 10 V, 4 a 20mA, etc.) proporcionales a unas determinadas magnitudes físicas (presión, temperatura, velocidad, etc.).
- Sistemas de Control Digital: señales binarias (todo o nada) sólo pueden representar dos estados o niveles.
- Sistemas de Control híbridos analógicos - digitales: Autómatas programables.

La unidad de control esta formada por un microprocesador que se caracteriza por:

- señales digitales de entrada y salida.
- señales analógicas de entrada previamente convertidas (A/D)
- señales analógicas de salida previamente convertidas (D/A)

Unidad de control señales digitales y analógicas:

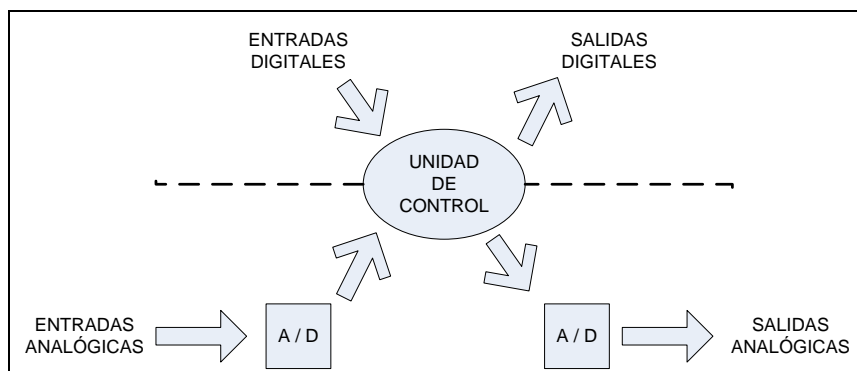


Figura 2.2.6 Señales Digitales y Analógicas

Clasificación de los sistemas de control según su tecnología:

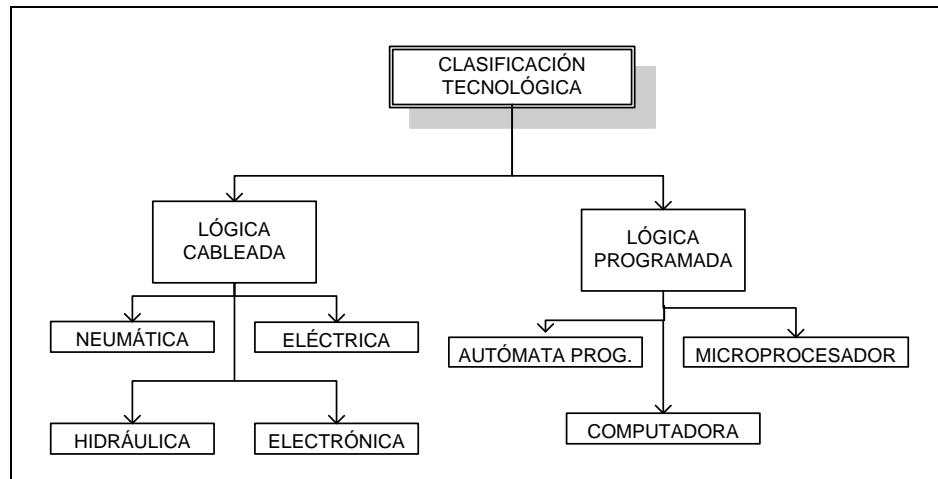


Figura 2.2.7 Clasificación de los sistemas de control

CARACTERÍSTICAS A ESTUDIAR	LÓGICA CABLEADA	LÓGICA PROGRAMADA
FLEXIBILIDAD	BAJA	ALTA
POSIBILIDAD DE AMPLIACIÓN	BAJA	ALTA
CONEXIONES Y CABLEADO EXTERIOR	MUCHAS	POCAS
TIEMPO DE DESARROLLO DEL SISTEMA	MUCHO	POCO

MANTENIMIENTO	DIFÍCIL	FÁCIL
HERRAMIENTAS DE SIMULACIÓN	NO	SI
COSTO PARA PEQUEÑAS SERIES	ALTO	BAJO
ESTRUCTURACIÓN EN BLOQUES INDEPENDIENTES	DIFÍCIL	FÁCIL

Tabla 2.2.1 Características de los Sistemas Lógicos

2.2.4 CONTROL POR ORDENADOR.

Con el aumento del tamaño del proceso y el crecimiento de su complejidad, llega a ser necesario obtener su óptimo control para conseguir una marcha más perfecta de la planta y lograr los beneficios adicionales que ello comporta. Si bien existen dos tipos de computadoras, el analógico y el digital, es más ventajoso emplear el segundo para los procesos industriales debido a las ventajas que presenta al tratar exclusivamente con números puros y ser ideal para la solución de los problemas numéricos. Así mismo la alta velocidad conseguida en las señales de mando a las válvulas permite realizar el control en forma prácticamente continua. Frente al analógico, el digital tiene la desventaja de que al muestrear el proceso pierde parte de la información, pero las ventajas que presenta en la fácil modificación de parámetros y variables y en su versatilidad, hace que sea ampliamente utilizado.

El computador digital presenta las siguientes ventajas:

- Mayor rendimiento de proceso y por lo tanto una gran producción con menores costos gracias a la utilización eficiente del material y del equipo.
- Mayor calidad en los productos fabricados.
- Mayor seguridad, ya que la acción de corrección y la activación de alarmas es inmediata.

Es así que el autómata programable se caracteriza porque:

- Juega el papel de UNIDAD DE CONTROL
- Incluye total o parcialmente las interfaces con las señales de la planta (niveles de tensión e intensidad industriales, transductores y periféricos electrónicos).
- Programable por el usuario.
- Entradas: señales de consigna y de realimentación.
- Salidas: señales de control.
- Hardware estándar y modular (módulos interconectable, configurar sistema a la medida de las necesidades).

Los procesos de control se caracterizan en la:

- Gran capacidad de cálculo.
- Conexión a estaciones gráficas.
- Múltiples canales de comunicación.
- Facilidad de adaptación.
- Capacidad multiproceso, etc.

Para ellos se han utilizado mini ordenadores con interfaces específicas para la planta a controlar. Su INCONVENIENTE es ser caro y poco estándar.

La frontera entre autómatas de gama alta y los mini ordenadores está actualmente muy difusa.

Actualmente

- Red de autómatas controlados por uno o varios ordenadores, con lo que se consigue combinar las ventajas de ambos, facilidad de interfaces estándar (autómata) y la potencia de cálculo (ordenador).
- El sistema resultante tiene las siguientes características:

- Sistema programable con una capacidad de cálculo elevada.
- Interfaces hombre-máquina estándar, proporcionados por el ordenador.
- Software estándar para el manejo de datos y gestión de la producción.
- Posibilidad de control descentralizado.
- Sistemas de comunicación estándar: LAN o WAN.
- Mantenimiento fácil.
- Interface con la planta sencillo debido a los autómatas.
- Visualización del proceso en tiempo real.
- Multitud de herramientas para simulación y mantenimiento.
- Flexibilidad.

2.2.5 TIPOS DE SENSORES

El sensor es el elemento encargado de medir una magnitud cualquiera en un sistema físico.

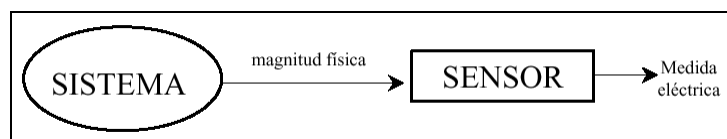


Figura 2.2.8 Sensor

Ejemplos de magnitudes a medir son temperatura, caudal, nivel de un depósito, velocidad de un giro de un motor, etc. Podemos hablar en general de que el sensor es un transductor ya que es un dispositivo que convierte una señal física en otra señal física de otro tipo. De ahí se desprende la definición de sensor, *dispositivo que convierte una señal física en una señal eléctrica*, en la mayoría de casos.

FINALIDAD DE LA TOMA DE MEDIDAS EN UN SISTEMA FÍSICO:

- *Presentación.*- las medidas se muestran mediante un indicador analógico o digital.
- *Registro.*- los valores que toma un determinado parámetro son almacenados.
- *Control.*- la medida de un parámetro es utilizada en un bucle de control.

Se presenta en la Figura 2.2.9 el ejemplo de un servomotor.

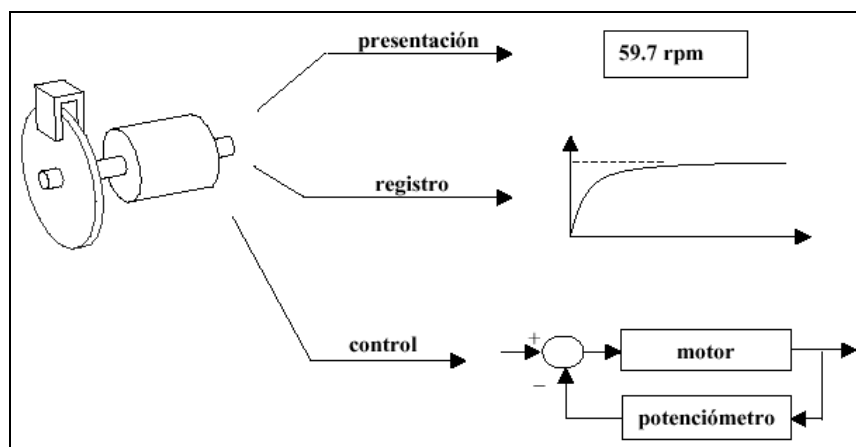


Figura 2.2.9 Servomotor

TIPOS DE SEÑALES A OBTENER CON UN SENSOR TRANSDUCTOR

Transductor: dispositivo que convierte una señal física de cualquier tipo en otra señal de un tipo distinto.

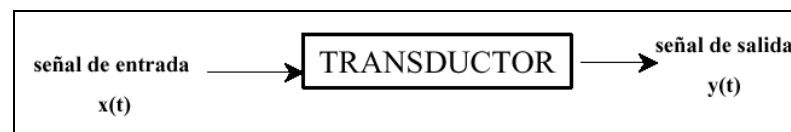


Figura 2.2.10 Transductor

Los transductores normalmente utilizados para la toma de medidas son aquellos cuya señal de salida $y(t)$ es de tipo eléctrico: tensión, intensidad, frecuencia.

Las razones para convertir una señal física de cualquier tipo a una eléctrica son dos:

- Las señales eléctricas se pueden usar fácilmente para registro, visualización y control (son prácticas).
- La variación de cualquier magnitud física de un objeto siempre produce una variación en alguna característica eléctrica (son fáciles de obtener).

Un **transductor ideal** debería ofrecer una señal eléctrica de salida $y(t)$ proporcional (lineal) a la magnitud que se desea medir $x(t)$, es decir :

$$y(t)=K \cdot x(t)$$

Normalmente esto no se consigue y la relación entre la magnitud a medir y la señal eléctrica generada no es proporcional sino que obedece a una expresión más complicada:

$$y(t)=f[x(t)]$$

Esto complica la obtención de la medida a partir del valor de la señal eléctrica. (A veces es necesario utilizar tablas).

La mayoría de las veces, la obtención de una medida no se puede lograr en una sola etapa. Es así que se debe mencionar dos tipos de procesos:

- Procesos anteriores: sensores primarios.
- Procesos posteriores: acondicionamiento.

Procesos anteriores: sensores primarios.

A veces, la magnitud a medir no es fácilmente traducible a una señal eléctrica y es más sencillo realizar un proceso previo:

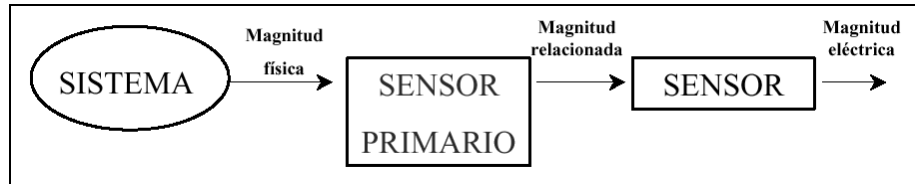


Figura 2.2.11 Sensor primario

Procesos posteriores: circuitos acondicionadores

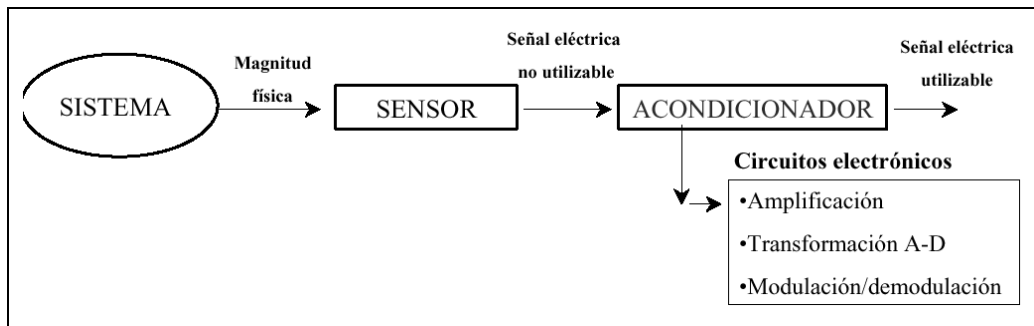


Figura 2.2.12 Acondicionamiento

CARACTERÍSTICAS DE LOS SENSORES

- Estáticas: errores que aparecen en las medidas como diferencia entre los valores reales y los valores indicados por el sensor.

- Dinámicas: relativas a la velocidad de respuesta del sensor.

Características estáticas:

- exactitud.
- fidelidad.
- sensibilidad.
- linealidad.
- resolución.

- *derivadas*.

Exactitud de un sensor: se refiere a la diferencia entre la medida ofrecida por el instrumento y el valor real de la magnitud que se mide. Esta diferencia es el error del sensor y puede expresarse de distintas formas:

- Error absoluto

Error absoluto = medida sensor – valor real

- Error relativo

Error relativo = error absoluto / valor real

- Clase de precisión de un sensor: indica el máximo error porcentual que puede presentar un sensor, en general con respecto al valor de fondo de escala o al rango de medida.

Error máximo = [índice clase · fondo escala]/100

Fidelidad de un sensor: no tiene en cuenta la magnitud del error con respecto al valor real sino la capacidad del instrumento de dar el mismo resultado al realizar varias medidas, siempre en las mismas condiciones.

Fidelidad: máxima diferencia que existe entre 2 valores obtenidos por el mismo sensor en medidas distintas de una misma magnitud, con una probabilidad del 95%

Exactitud y fidelidad de un sensor El siguiente ejemplo muestra dos sensores, uno con gran exactitud y baja fidelidad y otro con menor exactitud pero mayor fidelidad.

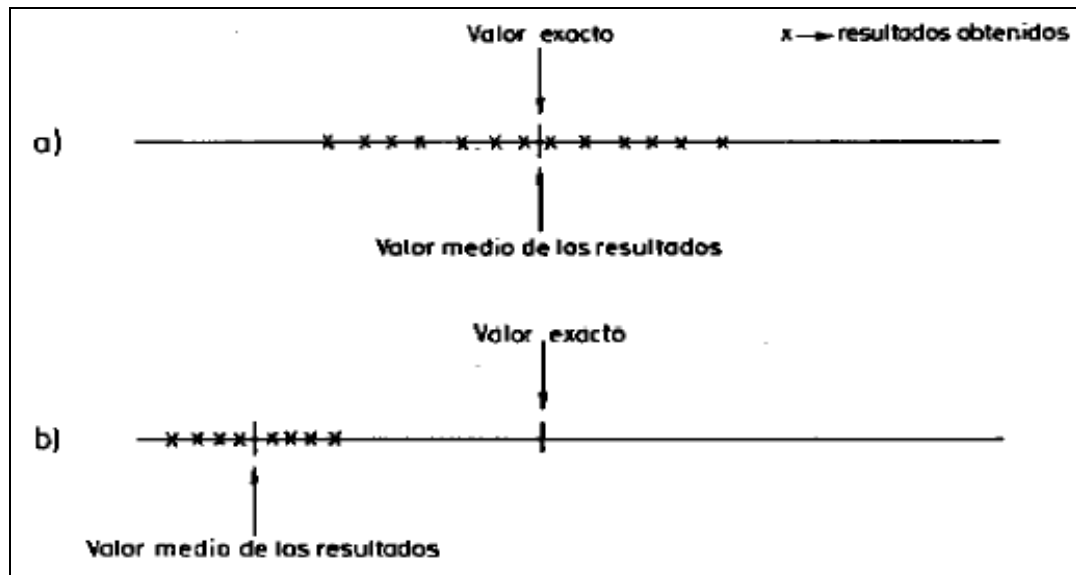


Figura 2.2.13 Exactitud y fidelidad

Sensibilidad o factor de escala: Pendiente de la curva de calibración o curva que relaciona la medida devuelta por el sensor y la magnitud real medida.

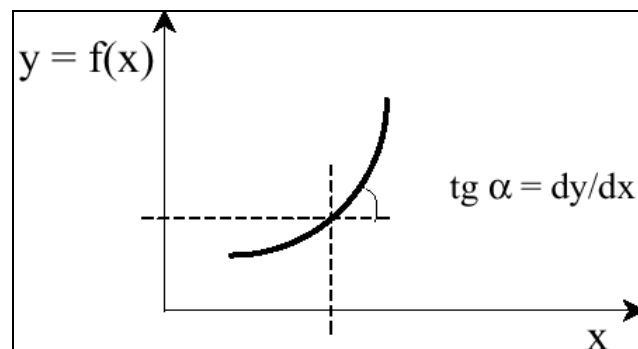


Figura 2.2.14 Sensibilidad

Linealidad de un sensor: el sensor ideal se caracteriza por que tiene una sensibilidad constante, por ello se lo denomina sensor lineal.

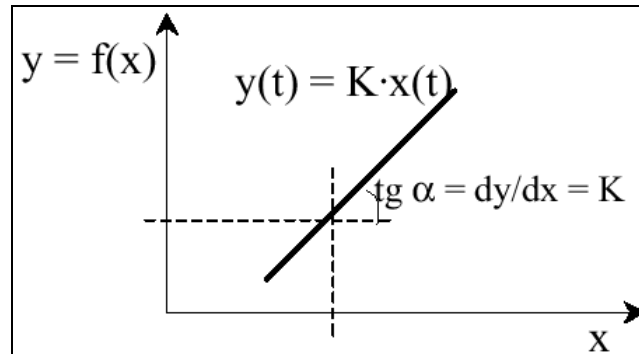


Figura 2.2.15 Linealidad

Para valorar lo cercano o alejado que se encuentra un sensor determinado del comportamiento ideal, se utiliza la linealidad, que, se define como la divergencia entre la curva de calibración y la recta que mejor se aproxima a ella ajustada por mínimos cuadrados.

Resolución de un sensor: Mínima variación que es preciso que se produzca en la magnitud a medir para que se produzca una variación en la respuesta del sensor.

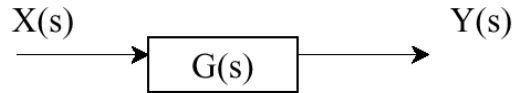
Derivas de un sensor:

Variaciones de la medida ofrecida por un sensor a lo largo del tiempo. Su origen es térmico, debido al calentamiento de los componentes.

- Deriva de cero: variación de salida con entrada nula.
- Deriva de factor de escala: variación de la sensibilidad.

Características Dinámicas:

Estudian la respuesta del sensor ante señales a medir que varían en el tiempo. Para ello, el sensor se representa por su relación entrada-salida mediante su función de transferencia:



Se analiza el comportamiento dinámico de los sensores:

- En el dominio del tiempo (respuesta en régimen transitorio)
- En el dominio de la frecuencia (respuesta en régimen permanente)

La mayor parte de los sensores se pueden aproximar como sistemas de orden 0 (no tienen dinámica), de orden uno o de orden dos.

orden 0 $y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = k \cdot X(s)$

orden 1 $\frac{dy(t)}{dt} + a \cdot y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = \frac{k}{s+a} \cdot X(s)$

orden 2 $\frac{d^2y(t)}{dt^2} + a \cdot \frac{dy(t)}{dt} + b \cdot y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = \frac{k}{s^2 + a \cdot s + b} \cdot X(s)$

ORDEN 1

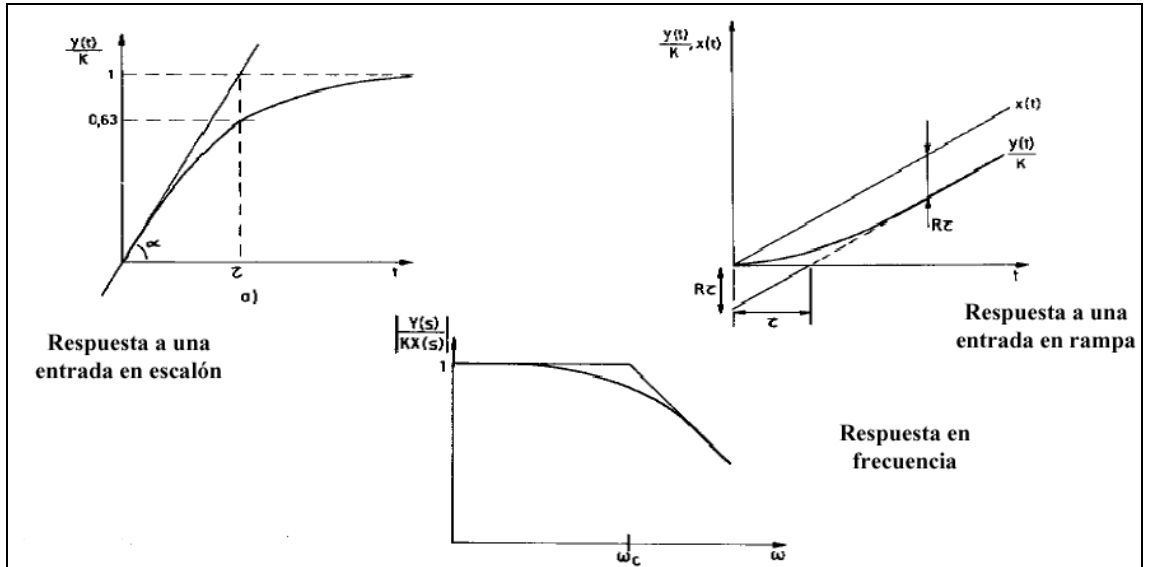


Figura 2.2.16 Sistemas de Orden 1

ORDEN DOS

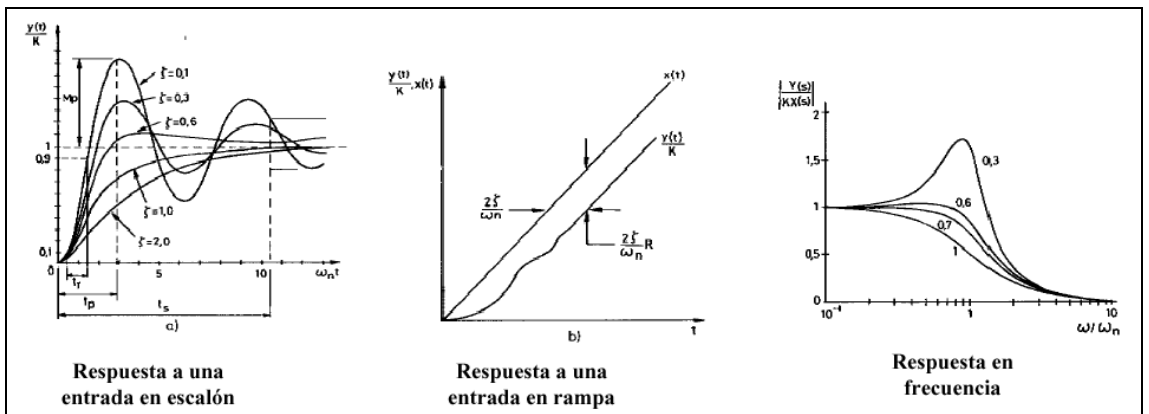


Figura 2.2.17 Sistemas de Orden 2

CLASIFICACIÓN DE LOS SENSORES

Existen diversas formas de clasificar los sensores:

- Según la magnitud a medir: posición, velocidad, aceleración, temperatura, fuerza, presión, caudal, nivel, humedad.

- Según el tipo de salida ofrecida: analógicos, digitales, cuasidigitales.
- Según el principio de funcionamiento: resistivos, capacitivos, inductivos, electromagnéticos, generadores, digitales, basados en semiconductores, basados en ultrasonidos.

Sensores	Magnitudes								
	Posición Distancia Desplazamiento	Velocidad	Aceleración Vibración	Temperature	Presión	Caudal Flujo	Nivel	Fuerza	Humedad
Resistivos	Potenciómetros Galgas Magnetorresistencias		Galgas + masa- resorte	RTD Termistores	Potenciómetros + tubo Bourdon	Anemómetros de hilo caliente Galgas + voladizo Termistores	Potenciómetro + flotador Termistores LDR	Galgas	Humistator
Capacitivos	Condensador diferencial				Condensador variable + diafragma		Condensador variable	Galgas capacitivas	Dieléctrico variable
Inductivos y electromagnéticos	LVDT Corrientes Foucault Resolver Inductosyn Efecto Hall	Ley Faraday LVT Efecto Hall Corrientes Foucault	LVDT + masa-resorte		LVDT + diafragma Reluctancia variable + diafragma	LVDT + rotámetro Ley Faraday	LVDT + flotador Corrientes Foucault	Magneto-elástico LVDT + célula carga	
Generadores			Piezoeléctricos + masa-resorte	Termopares Piroeléctricos	Piezoeléctricos			Piezoeléctricos	
Digitales	Codificadores incrementales y absolutos	Codificadores incrementales		Osciladores de cuarzo	Codificador + tubo Bourdon	Vórtices			SAW
Uniones p-n	Fotoeléctricos			Diodo Transistor Convertidores T/I			Fotoeléctricos		
Ultrasonidos	Reflexión	Efecto Doppler				Efecto Doppler Tiempo tránsito Vórtices	Reflexión Absorción		

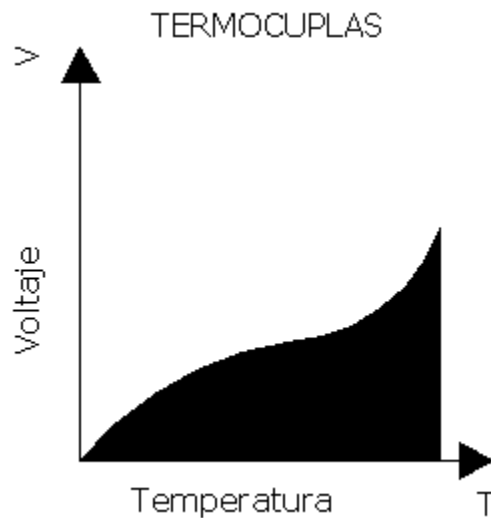
Figura 2.2.2 Clasificación de los Sensores

Termocuplas:

Son apropiadas para rangos grandes de temperaturas a medir, ambientes extremos, o aplicaciones que requieren tamaños pequeños de sensores. Son también recomendadas para ambientes con alto nivel de vibraciones.

Son sensores que emiten una señal de voltaje. Son una combinación de distintos elementos metálicos y aleaciones con el fin de producir dicho voltaje.

Usando combinaciones específicas de metales y aleaciones los extremos de las termocuplas producen un cambio predecible de voltaje basado en el cambio de temperatura.



Ventajas:

- No existen problemas de interferencias en la resistencia del cable.
- Tiene una respuesta rápida a cambios de temperatura.
- Es un instrumento simple y robusto.
- No es caro.
- Soporta altos rangos de temperaturas.
- La temperatura es censada puntualmente.

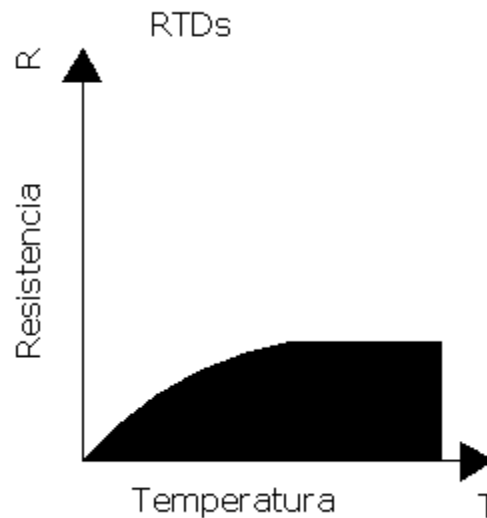
Desventajas:

- Es un instrumento no lineal.
- Su voltaje de entrega es bajo.
- Tiene una estabilidad baja, y repetible.
- Tiene una baja sensibilidad para bajos cambios de temperaturas.

RTDs

Son usadas en la mayoría de mediciones dentro de la industria en grandes rangos, especialmente cuando la estabilidad del sensor es esencial para el control. Son sensores que generan variación de resistencia al percibir cambios de temperaturas. Además los RTDs son divididos en dos grupos:

- RTD con resistencia en el cable.
- Los termistores.



RTDs

Ventajas:

- Son más estables que las termocuplas.
- Más lineal que una termocuplas.
- Resistentes a sustancias agresivas como ácidos.
- Se obtiene una mejor medición con una buena área de contacto.
- Sus mediciones de temperatura son más aceptables y precisas.

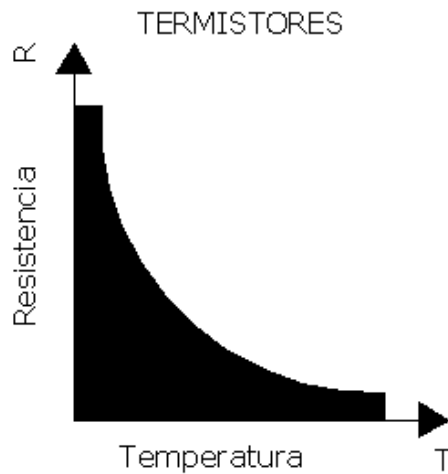
Desventajas:

- Es un instrumento caro.
- Tiempo de respuesta bajo.
- Tiene baja sensibilidad para cambios pequeños de temperatura.
- Requiere de una fuente de corriente.
- Auto calentamiento.

Termistores

Al igual que los RTDs, son sensores que varían su resistencia con la diferencia de: al aumentar la temperatura a sensor, disminuye la resistencia, lo contrario que pasa con las RTDs, que al aumentar la temperatura, aumenta la resistencia. Son apropiados para aplicaciones con rangos bajos de temperaturas.

La variación entregada por un termistor al medir la temperatura se la obtiene gracias a un circuito integrado, para amplificar y condicionar la señal. Por lo que todos los termistores requieren de un computador y un chip, lo cual reduce los rangos de medición de temperaturas.



Ventajas:

- Alto numero de salidas y respuestas rápidas.
- Es un instrumento no tan caro como una RTD, “económico”.
- Alta sensibilidad para pequeños cambios de temperatura.
- Alta resistencia.
- La temperatura es censada puntualmente.
- Dispone de dos cables para medir la resistencia.

Desventajas:

- Sus salidas no son lineales.
- Tienen rangos de temperaturas muy limitados.
- Es un instrumento muy frágil.
- Necesita de una fuente de corriente para su funcionamiento.
- Auto calentamiento.

Materiales de las vainas de los sensores:

Para ambientes apacibles de corrosión y para aplicaciones generales se dispone de los siguientes materiales de vainas para su selección:

Aceros inoxidable 304 SS y 316 SS son usualmente las mejores opciones cuando se habla de costos y desempeño. Otra opción es la “aleación 600” que se deberá escoger cuando los rangos de temperatura excedan los 899 °C.

Cuando se usan ácidos a temperaturas de alrededor de 250°C se deberá escoger el material PFA.

Tabla 2.2.3 Principales materiales que componen a las termocuplas

Material	Composición Química (valores promedio)									Norma AISI
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Co	
AISI 316	Máx 0.03	0. 5	1.4	17	2.2 0	11.5	-	-	--	A 200
AISI 304	Max 0.03	0. 5	1.4	18. 5	---	9.5	-	-	--	A 604

Acero 304 SS:

Acero inoxidable austenítico, al CrNi, de aplicación en la industria química, farmacéutica e instalaciones nucleares. Altamente resistente a la corrosión.

La máxima temperatura a sensar será de 899°C. Es usado en rangos bajos de temperaturas. Así como también en una gran variedad de industrias ya sean: alimenticia, de bebidas y otras como las químicas donde se requiere resistencia a la corrosión. Es de un costo igualmente bajo por ser bajo también el rango a sensar y el material especificado anteriormente.

Acero 316 SS:

Acero inoxidable austenítico, al CrNiMo, de aplicación en la industria química, tintorera, de celulosa, sintética, lácteos y sus derivados. Altamente resistente contra ácidos, inclusive los sulfúricos y clorhídricos.

Igualmente la temperatura máxima a sensar es de 899°C. Tiene una mejor resistencia a la corrosión por ser un acero inoxidable austenítico al poseer mayor cantidad de níquel. Aplicado en su mayoría a la industria alimenticia.

Tabla 2.2.4 Tolerancia de las termocuplas

Tipo de Termocuplas	Rangos de temperaturas		Tolerancias (cualquiera que se es buena)	
	°F	°C	ESTÁNDAR °C	ESPECIAL °C
B	1600 a 3100	870 a 1700	± 0.5 %	± 0.25 %
E	32 a 1600	0 a 870	± 1.7 a ± 0.5 %	± 1.0 a ± 0.4 %
J	32 a 1400	0 a 760	± 2.2 a ± 0.75 %	± 1.1 a ± 0.4 %
K o N	32 a 2300	0 a 1260	± 2.2 a ± 0.75 %	± 1.1 a ± 0.4 %
R o S	32 a 2700	0 a 1480	± 1.5 a ± 0.75 %	± 0.6 a ± 0.4 %
T	32 a 700	0 a 370	± 1.0 a ± 0.75 %	± 0.5 a ± 0.4 %
E [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 1.7 a ± 1.00 %	---
K [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 2.2 a ± 2.00 %	---
T [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 1.0 a ± 1.50 %	---

Las tolerancias en esta tabla están aplicadas un nuevo, homogéneo y esencial tipo de alambre, normalmente de un diámetro entre 0.25 a 3 mm. (N. 30 a N. 8 AWG) y es usado a temperaturas que no exceden los límites recomendados en la siguiente tabla a partir de las:

Máximas temperaturas de las termocuplas:

El diámetro de los alambres del sensor determina el máximo rango de operación de temperatura. A mayor diámetro, mayor rango de temperatura.

Tabla 2.2.5 Máximo de rango de temperatura de acuerdo al tipo de termocupla.

Tipo de Termocupla	Muestra No. 8 °C	Muestra No. 14 °C	Muestra No 20 °C	Muestra No. 24 °C	Muestra No. 28 °C
B	---	---	---	3100	---
E	870	650	540	430	430
J	760	590	480	370	370
K y N	1260	1090	980	870	870
R y S	---	---	---	2700	---
T	---	370	260	200	200

Tabla 2.2.6 Máxima Temperatura recomendada de los sensores de acuerdo al diámetro y a la vaina.

Diámetro de la Vaina	Calibración o Tipo de Termocupla	Material de la Vaina	Máxima Temp. de Operación Recomendada
0.032	K	304 SS / Aleación 600 / 304 SS	871
0.032	J	304 SS	816
0.040	K	304 SS / 316 SS / Aleación 600	871
0.040	J	304 SS	816
0.040	T	304 SS	350
0.040	E	304 SS	871

Tabla 2.2.6 Máxima Temperatura recomendada de los sensores de acuerdo al diámetro y a la vaina.

0.063	K o N	Aleación 600	1093
0.063	S	Aleación 600	1093
0.063	J	304 SS / 316 SS	816
0.063	E	304 SS	871
0.063	K	304 SS / 316 SS	871
0.063	K	Hastelloy X	1204
0.125	K o N	Aleación 600	1177
0.125	T	304 SS / Aleación 600 / 304 SS	350
0.125	E	Aleación 600	871
0.125	J	304 SS / 316 SS	816
0.250	K o N	Aleación 600	1177
0.250	J	304 SS / 310 SS / 316 SS	816
0.250	K	304 SS	871
0.250	T	304 SS	350
0.250	E	304 SS / 316 SS	871
0.250	K	310 SS	1093
0.250	K	316 SS	871
0.250	T	316 SS	350
0.250	K	446 SS	1149

Las termocuplas están clasificadas de acuerdo a su tipo de calibración, ya que las mismas difieren su EFM (fuerza electromotriz) de acuerdo a las curvas de temperatura. Algunas termocuplas generan alto voltaje a bajas temperaturas, mientras otras no producen un voltaje significativo hasta alcanzar altas temperaturas. Incluso los tipos de calibración están designados para entregar de acuerdo a las curvas de calibración un voltaje tan aproximado a su temperatura. Adicionalmente, las termocuplas tienen diferentes niveles de compatibilidad a diferentes atmósferas. Reacciones químicas entre la aleación de la termocupla y la atmósfera a la que rodea pueden causar una degradación metalúrgica, teniendo que realizarse otro tipo de calibración, apropiado para la vida del sensor y su precisión.

Tipos de termocuplas:

Los tipos de calibraciones han sido establecidos por la ASTM (American Society for Testing and Materials) tomando en cuenta la temperatura en función de la fuerza electromotriz en acuerdo con la ITS-90, para tolerancias especiales. Existen igualmente termocuplas que no están dentro de la clasificación ASTM. Estas termocuplas están hechas de tungsteno principalmente, generalmente usadas para medir temperaturas altas, pueden ser una alternativa mas económica que las anteriormente mencionadas.

Tabla 2.2.7 Rangos de Aplicación útil de termocuplas.

Tipo de Termocupla	Rango de Aplicación Útil	Composición
B	1370 – 1700 °C	Platino 30 %
C	1650 – 2315 °C	W5Re (Tungsteno 5%) W26Re (Tungsteno 5%)
E	95 – 900 °C	
J	95 – 760 °C	Hierro Constatan,
K	95 – 1260 °C	
R	870 – 1450 °C	Platino 13 %
T	0 – 350 °C	CobreConstatan

Termocupla tipo E:

Las termocuplas tipo E son usadas para rangos de temperaturas sobre los 900 °C en ambientes vacíos, inertes o con algo de oxígeno o en atmósferas reducidas. Esta termocupla tiene la mayor fuerza electromotriz de salida por grado comparada con resto de termocuplas.

Termocupla tipo J:

Son el segundo tipo de termocupla mas usada, y es una buena opción para propósitos de aplicaciones donde la humedad esta presente. Pueden ser expuestos o inexpuestos en ambientes donde no existe oxígeno, es recomendable usar termo pozos con propósitos de seguridad y duración de la termocupla. La principal desventaja es que sus alambres empiezan a oxidarse rápidamente con temperaturas de trabajo que sobrepasan los 540°C, por eso es recomendable calcular el tamaño de los alambres para compensar dichos efectos. La máxima temperatura de trabajo recomendada es de 760°C.

Termocuplas tipo K:

Son usadas en la mayoría de las aplicaciones por su base de níquel que da una buena resistencia a la corrosión. Es usada en rangos de temperaturas que van sobre los 1260°C. Es una buena práctica el proteger esta termocupla con un apropiado metal o un tubo cerámico, especialmente para atmósferas corrosivas.

En atmósferas oxidantes, como en hornos eléctricos, un tubo de protección no es siempre necesario cuando otras condiciones son apropiadas; sin embargo; son recomendados siempre.

Este tipo de termocupla suele durar más ya que sus alambres duran al poseer menos cantidad de hierro, especialmente al trabajar en altas temperaturas.

Termocupla tipo N:

El níquel presente en este tipo de termocuplas es primordial para altas temperaturas que van sobre los 1260°C. Mientras no existe una alternativa mejor que la termocupla tipo K, las tipo N proveen una mejor resistencia a la oxidación a altas temperaturas, y una vida mas larga donde el sulfuro esta presente. Y en algunos casos pueden dar un mejor funcionamiento que las tipo K.

Termocupla tipo T:

Sus rangos de operación recomendados van de -200°C a 350°C , pero pueden ser usadas desde -269°C .

Termocupla tipo S, R y B:

La máxima temperatura de operación recomendada para los tipos S o R es de 1450°C ; y para el tipo B es de 1700°C . Estas termocuplas son fácilmente contaminadas. Atmósferas reducidas demandan de una calibración especial. Deben ser protegidas con tubo de porcelana si es posible y silicón o un metal que soporte las condiciones a las que va a ser sometida.

Termocupla tipo C (W-5% Re/W-26% Re):

Es usada para temperaturas sobre los 23150°C . Debido a que no posee resistencia a la oxidación, no es usada en el vacío o atmósferas con presencia de hidrógeno o inertes.

2.3 SOFTWARE.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) es un programa desarrollado en base a la programación gráfica. LabVIEW usa terminología, iconos e ideas familiarizadas con el medio técnico, científico e ingenieril, y depende de símbolos gráficos así como de lenguaje de texto para describir acciones programadas. LabVIEW está completamente integrado para la comunicación con hardware como el GPIB, VXI, RS-232, RS-485, y sistema de entradas de adquisición de datos. LabVIEW también puede desarrollar librerías para utilizar software estandarizado como TCP/IP Networking y ActiveX.

Las mediciones y los sistemas de automatización tradicionales consisten de instrumentos costosos y restringidos diseñados para usos específicos. Comúnmente se esta forzando desde el principio a diseñar sistemas tradicionales debiendo tener un conocimiento extenso de programación.

En estos sistemas tradicionales, el hardware define el sistema.

La National Instruments revolucionó los sistemas de medida usando como instrumento base la computadora. En la actualidad se puede diseñar sistemas de instrumentación y automatización con un nivel bajo de costos y una tecnología flexible en su PC. El lenguaje de programación gráfico de LabVIEW es un fácil entendimiento para usuarios sin conocimiento de programación para diseñar rápidamente e implementar pruebas complejas y aplicaciones de instrumentación y automatización.

El software define el sistema y nos ahorra tiempo de desarrollo y recursos valiosos.

2.3.1 HERRAMIENTAS DE LABVIEW USADAS PARA LA PROGRAMACIÓN.

Instrumentos Virtuales

Los archivos básicos que se pueden crear con LabVIEW son llamados instrumentos virtuales o VI's. Cada VI consiste en dos partes principales, el panel frontal y el diagrama de bloques y una tercera parte que son los iconos y los conectores.

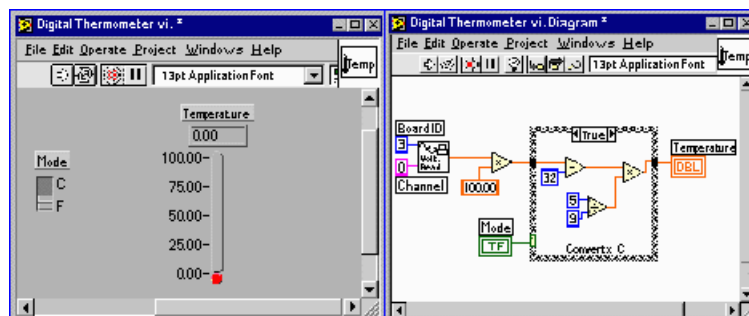


Figura 2.3.1 Entorno LabVIEW

Paleta de herramientas.

El uso de la paleta de herramientas sirve para modificar el contenido del panel frontal y del diagrama de bloques. Cada icono de la paleta de herramientas cambia el carácter del cursos en LabVIEW, entonces se puede marcar posiciones, operaciones y editar acciones en su VI's.



Figura 2.3.2 Cuadro de Herramientas

Panel Frontal

El panel frontal es el interfaz del usuario del VI. Se construye el panel frontal con controles e indicadores, los cuales son terminales de entrada y salida interactivos del VI, respectivamente. Los controles son botones, pulsadores, perillas, y otros dispositivos de entrada. Los indicadores son gráficos, LED's y otros displays. Los controles simulan instrumentos de entrada y proveen datos al diagrama de bloques del VI. Indicadores simulan instrumentos de salida y presentan datos adquiridos o generados en el diagrama de bloques.

Cada control o indicador tiene menú desplegable que puede ser usado para cambiar varios atributos o seleccionar diferentes ítems del menú.

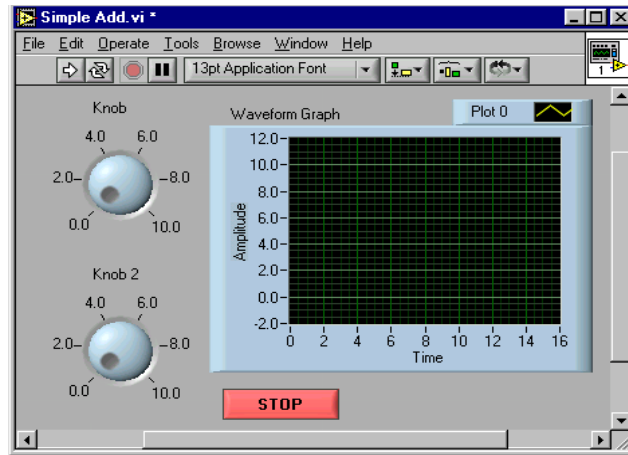


Figura 2.3.3 Panel Frontal

Diagrama de bloque

El diagrama de bloque contiene el código gráfico del VI. La figura 2.3.4 muestra un ejemplo del diagrama de bloque.

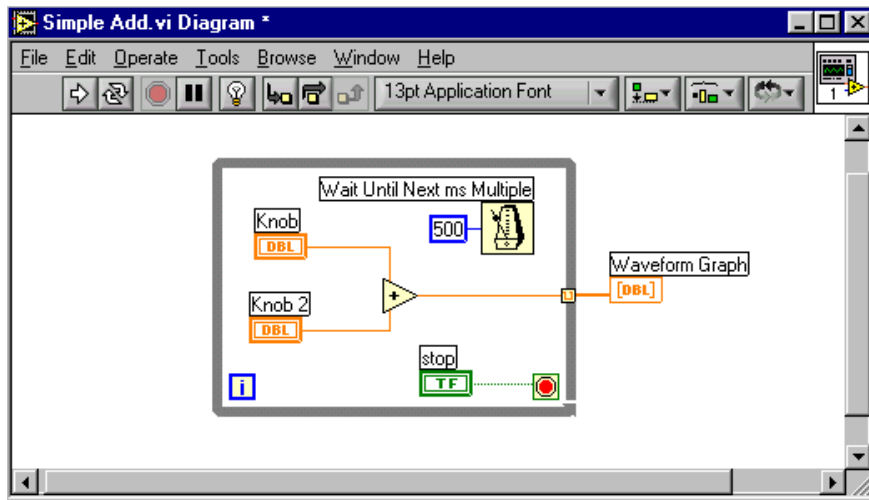


Figura 2.3.4 Diagrama de Bloque

En este diagrama de bloque, los valores trasladados desde el botón de control del panel frontal son mostrados cada 500 milisegundos. El resultado es mostrado en

un gráfico de forma de onda cuando el usuario presiona el botón Boleano en el panel frontal para detener el VI.

Íconos y Conectores

Los íconos y conectores de un VI están colocados en la parte superior derecha del panel frontal y del diagrama de bloques. El ícono es aquel que se observa en el diagrama de bloques cuando se usa un VI como un subVI.

Se utiliza el conector para poner en marcha las terminales de entrada y de salida del VI o también puede usarse este como un subVI en otro VI.

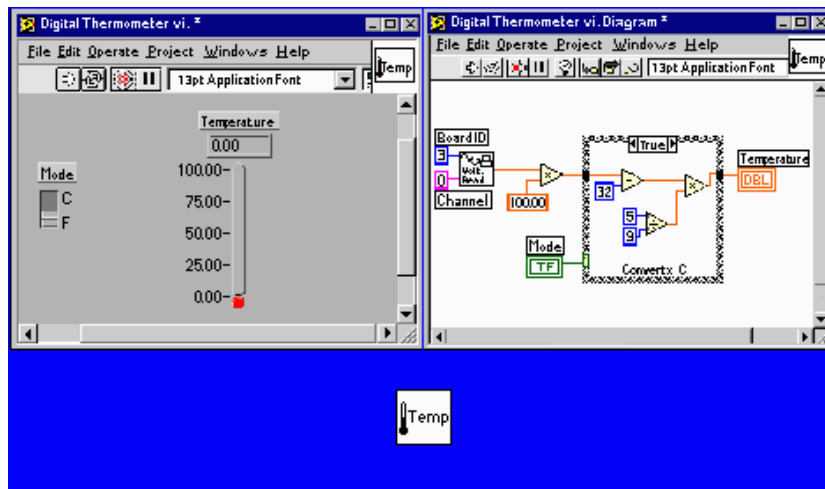


Figura 2.3.5 Icono y Conectores

SubVI's: Uso repetitivo del código de diagrama de bloques y jerarquía de uso

Comúnmente, cuando se crea una aplicación de LabVIEW, se comienza por el nivel superior de VI y se define las entradas y las salidas para la aplicación. Entonces, se construye subVI's para ejecutar pequeñas tareas enmarcadas dentro del nivel superior del VI. Este acceso modular es uno de los fuertes del LabVIEW. Se puede crear aplicaciones complicadas fácilmente las cuales por su

naturaleza jerárquica son usadas como elementos comunes dentro de una aplicación.

2.3.2 ESQUEMA DEL PROGRAMA.

El ambiente básico de los elementos de LabVIEW está compuesto por los menús que se encuentran en la parte superior del panel frontal y del diagrama de bloques, la barra de herramientas y las paletas flotantes pueden ser colocadas en cualquier sitio de la pantalla.



Figura 2.3.6 Barra de Herramientas

Paleta de control

Se puede construir el panel de control posicionando los controles e indicadores desde la paleta de control. Cada ícono representa una subpaleta, la cual contiene controles que se colocan en el panel frontal. Un control es un objeto del panel frontal si puede ser manipulado interactivamente por el usuario con el VI. Ejemplos simples de controles son botones, caja de textos, slides y perillas. Un indicador es un objeto del panel frontal que presenta datos al usuario. Ejemplos de indicadores son gráficos, termómetros, e indicadores. Cuando se coloca un control o un indicador en el panel frontal, un terminal correspondiente a este es colocado en el diagrama de bloques.



Figura 2.3.7 Paleta de Control

Paleta de Funciones.



Figura 2.3.8 Paleta de Funciones

Se construye el diagrama de bloques usando las terminales desde los controles e indicadores del panel frontal y los VI's, funciones y estructuras desde la paleta de funciones. Cada ícono de la paleta representa una subpaleta, la cual contiene VI's y funciones que se colocan en el diagrama de bloques. Las estructuras, funciones y VI's son conocidas en conjunto como nodos, en la paleta de funciones provee la funcionalidad de nuestro VI. Si se requiere añadir nodos al diagrama de bloques,

se conecta estos con otros y con los terminales de los objetos del panel frontal usando la herramienta de conexión que se encuentra en la paleta de herramientas. Un diagrama de bloques completo luce similar a una flujo grama.

Flujo de Datos: El concepto detrás de LabVIEW.

La programación tradicional basada en texto sigue un diseño de arriba hacia abajo, donde se debe escribir líneas de código línea tras línea.

LabVIEW esta basado en una programación gráfica. No se necesita tener un conocimiento avanzado de lenguajes de programación o de técnicas de programación para crear instrumentos virtuales. En lugar de la ejecución de arriba hacia abajo, LabVIEW opera bajo el concepto de flujo de datos.

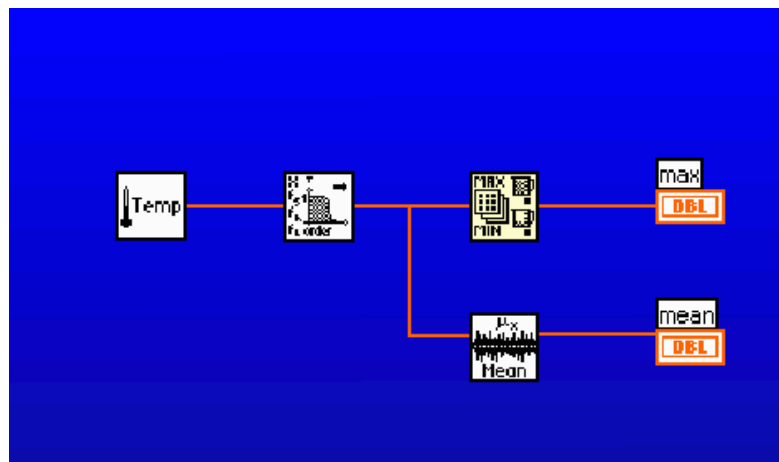


Figura 2.3.9 Flujo de Datos

2.3.3 ADQUISICIÓN DE DATOS.

La adquisición de datos constituye una de las alternativas de automatización industrial más usadas, se captura la información de un proceso mediante una tarjeta, módulo o elemento y se la procesa con un paquete especializado en un computador. Los elementos involucrados en un DAQ son:

- Un computador.
- Transductores.
- Acondicionadores de señal.
- La parte física para DAQ.
- El programa.

El elemento sensor (que en este caso corresponde al grupo de los transductores) actúa en base a la señal del proceso que se está sensando, esta energía que el sensor recibe del proceso se transforma en otra. La señal a continuación es acondicionada, transformándola en una señal más manejable que puede ser de corriente, voltaje o frecuencia finalmente la señal ingresa a la DAQ y luego a un PC.

Las señales son cantidades físicas, de diferente naturaleza, que circulan a través del sistema DAQ, cuya magnitud y variación con el tiempo contiene información sobre el proceso que lo genera. Todas las señales son variantes en el tiempo y se clasifican en dos tipos: *analógicas y digitales*.

2.3.3.1 Formas de Adquisición de Datos (DAQ).

Para que una señal del transductor ingrese a una tarjeta DAQ, debe ser acondicionada, esto involucra lo siguiente:

- *Amplificación.*- Es incrementar los valores de la señal.
- *Excitación de transductores.*- Algunos transductores no generan su propia señal eléctrica por lo cual se requiere de una fuente eléctrica externa.
- *Linealización de la señal.*- Algunos transductores generan una señal cuyo comportamiento no es lineal en relación al fenómeno que representa. Las señales lineales permiten facilidad en el procesamiento de la señal.

- *Aislamiento.*- Aislar la señal de la computadora, pues en algunos casos la señal al ir directamente a la tarjeta DAQ instalada en la PC, podría dañar el equipo.
- *Filtraje.*- Permite eliminar señales no deseadas que pueden interferir en los procesos, comúnmente llamado ruido.

Transformación de A/D.- Las características asociadas con las tarjetas de DAQ son:

- *Sobre las entradas analógicas.*- Proveen información sobre las capacidades y la precisión de la medición.
- *Tasa de muestreo.*- Representa una de las formas como se toman los datos de una señal para proceder a su conversión en digital.
- *Métodos de Muestreo y Multiplexado.*- Cuando se toman punto de múltiples canales de datos, un multiplexor análogo conecta cada señal al conversor A/D (ADC) a una velocidad constante, éste es como un conmutador.
- *Resolución.*- Cada uno de los puntos que la tarjeta ADC lee, para poder ingresar al PC, debe convertirse en un número binario, o señal digital. Este es el proceso de transformar de analógico a digital y el número de bits que utiliza el ADC constituye la resolución.
- *Rango.*- Se relaciona con el espacio entre los valores máximo y mínimo que el ADC puede convertir. Es necesario diferenciar este del rango de voltaje que una señal puede tomar durante el tiempo que esta se mide. Las tarjetas DAQ por lo general poseen rangos variables que pueden ser configurados para manejar una variedad de voltajes cuyo principal propósito es mejorar la representación digital de una señal.

- *Ganancia*.- Está relacionada con cualquier atenuación o amplificación de la señal antes que sea digitalizada.
- *No linealidad diferencial (DNL)*.- Idealmente, mientras se incrementa el nivel de voltaje de una señal, el valor digital generado por el EDC, debe incrementarse linealmente, cualquier desviación se considera una no linealidad, y esta es la medida de la máxima desviación del ancho de código respecto a la curva ideal.
- *Precisión relativa*.- Es el peor caso de desviación de la función de transferencia de una tarjeta DAQ, respecto a su linealidad.
- *Tiempo de fijación*.- Se requiere de un tiempo entre señal y señal antes de que el ADC los convierta en valor digital, se el ADC lee la señal de la salida del amplificador antes de que la señal de entrada haya pasado a la salida del multiplexor y a través del amplificador se puede obtener un valor digital erróneo, para el canal que todavía no se ha conectado correctamente.
- *Ruido*.- Son valores que aparecen en la señal digitalizada, pero que no eran esperados.
- *Comunicación PC- DAQ*.- Es uno de los papeles más importantes. La tarjeta DAQ se comunica con la computadora por medio de sus registros. El programa controlador de la tarjeta escribe la información necesaria en los registros sobre la tarjeta para configurarla. El programa que controla el proceso lee los datos que contienen los registros para determinar el estado de la tarjeta y de las señales. La configuración de las direcciones de I/O de la PC, donde residen los registros.

Otra de las formas como la tarjeta se comunica con la computadora, es mediante las interrupciones. Las interrupciones son vitales en el funcionamiento del computador, permitiéndole al procesador responder rápidamente a los periféricos. Cada vez que la tarjeta dispone de datos y desea procesarlos, activa la interrupción asignada, entonces el procesador le presta atención dejando aparte cualquier otro trabajo que estuvo realizado

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 ASPECTOS GENERALES.

Una vez revisado el aspecto teórico en el capítulo anterior se da paso a la selección de alternativas. Lo que se pretende en este capítulo es presentar la “solución óptima” en función de los parámetros establecidos como tema de tesis; los cuales son: presión, diámetro de pistón y carrera; tomando muy en cuenta las siguientes características:

- Características especiales.
- Características técnicas.
- Características de seguridad.

3.2 CARACTERÍSTICAS ESPECIALES.

Debe cumplir con los requerimientos de la Empresa Gercasa S.C. de someter a los sellos nuevos a las condiciones de trabajo adecuados antes de entregar el trabajo al cliente. Gracias a esto se podría entregar un producto de calidad y con un certificado de funcionamiento del cilindro hidráulico tomando en cuenta la demanda existente en el mercado local. Los materiales a utilizarse para la construcción del proyecto deben poder encontrarse en el mercado nacional en lo posible.

El costo total del equipo no debe sobrepasar los \$ 5.000.

3.3 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.

Se refieren a aspectos funcionales y dimensionales del equipo.

3.3.1 ASPECTOS FUNCIONALES.

El banco de pruebas estará destinado para poner a prueba los cilindros hidráulicos una vez que hayan sido cambiados todos sus sellos. Servirá, además, para el armado y desarmado de cilindros de gran envergadura.

3.3.2 ASPECTOS DIMENSIONALES.

Para el dimensionamiento del banco de pruebas se tomará como referencia las órdenes de producción de la Empresa Gercasa S.C., en los cuáles constan dimensiones principales de diámetro de camisa y carrera de cilindros reparados en el pasado. En nuestro medio, los cilindros para maquinaria pesada usualmente no sobrepasan más de 1,5 m de carrera, conjuntamente con un diámetro de 0,25 m y son de doble efecto. Además, el torno CNC que fabrica los sellos permite torneear empaques hasta el diámetro máximo especificado (0,25 m).

Por otro lado, el rango seleccionado de 20 MPa (200 bar) considerado como de media presión acoge perfectamente las áreas de:

- Hidráulica industrial: transportadores, balancines, prensas, cepilladoras, hidráulicos de fijación, máquinas de inyección y soplado.
- Hidráulica en construcciones: plataformas, elevadoras, compuertas, esclusas.
- Hidráulica en minería: máquinas de carga, escavadoras, niveladoras, bulldozers.
- Hidráulica para el sector móvil: tractores, segadoras, trilladoras, cosechadoras, grúas menores.

De esta manera las características del banco de pruebas para cilindros serán:

- Diámetro máximo de pistón: 0,250 m.
- Carrera máxima del cilindro: 1,5 m.
- Presión máxima de trabajo: 25 MPa.

Las demás características técnicas son:

- Temperatura máxima de trabajo: 100 °C.
- Volumen máximo de reservorio: 0,1 m³.
- Equipo: facilidad de montaje de cualquier cilindro de doble efecto.
- Lugar de trabajo: área de producción a condiciones normales.

Para una selección acertada se utilizará la evaluación mediante el método ponderado⁷ en donde se mencionan ciertos factores, que benefician o perjudican cada alternativa, y se asigna un peso. Los factores seleccionados y los pesos asignados se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Factores y su peso por el Método de Ponderación.

Factor	Peso
Estabilidad.	0.05
Sujeción de cilindros.	0.10
Facilidad de adaptación de los cilindros.	0.10
Maniobrabilidad del banco de pruebas.	0.10
Adquisición de los parámetros de prueba.	0.15
Operatividad.	0.05
Mantenimiento.	0.10
Facilidad de construcción.	0.15
Costos de construcción.	0.20

La siguiente tabla de valoración determinará la calificación asignada a cada factor:

Tabla 3.2 Calificación asignada a cada factor.

0	MALO
20	REGULAR
40	MEDIO
60	BUENO
80	MUY BUENO

⁷ BACA URBINA, Gabriel. Evaluación de Proyectos. México: McGraw-Hill, 2001. p. 122.

3.4 CARACTERÍSTICAS DE SEGURIDAD.

Constituye uno de los principales aspectos que toda máquina mecánica debe tomar en cuenta, este tipo de aspectos representarán las condiciones de seguridad del banco de pruebas. Dentro de este grupo se consideran:

- Estabilidad.
- Sujeción de cilindros.

3.4.1 ESTABILIDAD.

La prueba realizada a cada cilindro, influye notablemente la estabilidad del banco; ya sea el esfuerzo en la compresión o tracción que realiza el actuador que es aplicado a los elementos del banco con los que está en contacto, considerando así parámetros como la presión de trabajo, temperatura, caudal y posición, tomando en cuenta este factor con el único fin de evitar desgracias personales.

3.4.2 SUJECIÓN DE LOS CILINDROS.

Una vez realizado el respectivo cambio de empaques y armado del cilindro, es necesario para el operario realizar la prueba, garantizando una correcta y segura sujeción del cilindro evitando que éste tienda a desalinearse.

3.5 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONALIDAD.

Se busca que cada elemento que va a ser parte del Banco de Pruebas presente la mayor eficiencia en las funciones que le corresponde, es decir, debe ser práctico, eficaz y utilitario, se clasifican en:

- Facilidad de adaptación de los cilindros.

- Maniobrabilidad del banco de pruebas.
- Adquisición de los parámetros de prueba.
- Operatividad.
- Mantenimiento.

3.5.1 FACILIDAD DE ADAPTACIÓN DE LOS CILINDROS.

Se presenta por el esfuerzo que el operario hace para montar el cilindro en el Banco de Pruebas. Y la versatilidad que debe tener el mismo para aceptar diferentes tamaños de cilindros a diferentes condiciones de pruebas (presión).

3.5.2 MANIOBRABILIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS.

La necesidad de tener un operario y mantener cierta confianza con el mismo, su capacitación para manejar la computadora y dominar fundamentos de oleohidráulica.

3.5.3 ADQUISICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE PRUEBA.

Uno de los parámetros más importantes y el que determinara la funcionalidad del cilindro será la rapidez de adquisición de datos en condiciones reales a las que trabaje el elemento hidráulico.

3.5.4 OPERATIVIDAD.

El Banco de Pruebas debe ser operado por un máximo de dos personas con los suficientes conocimientos de funcionamiento de la máquina.

3.5.5 MANTENIMIENTO.

Todo dispositivo mecánico-electrónico requiere de mantenimiento adecuado para que sus condiciones de funcionamiento sean las adecuadas y no se tenga que realizar manutención.

3.6 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN.

Estas características constan de:

- Facilidad de Construcción.
- Costos de Construcción.

3.6.1 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.

La construcción del Banco de Pruebas se basará en la adquisición de materiales cuyos precios sean accesibles para la empresa, tratando de disponer del mercado nacional en su mayoría, pero determinadas partes deberán ser de procedencia extranjera, ya que su fabricación en el país significaría una alta inversión, por lo que no podría competir con sus similares extranjeras.

3.6.2 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.

Como se mencionó anteriormente existen algunos elementos cuya fabricación exigiría una elevada inversión, tecnología apropiada, escala de producción considerable y mano de obra calificada, por lo que es conveniente importarlos.

3.7 BÚSQUEDA DE ALTERNATIVAS.

En un intento para encontrar las posibilidades que satisfagan las especificaciones impuestas para la construcción del banco se escogieron dos alternativas, las que se analizarán con detalle a continuación:

3.7.1 ALTERNATIVAS HIDRÁULICAS:

Para la selección de las alternativas hidráulicas, nos basaremos en los siguientes puntos, con el fin de determinarlas:

Tipos de bombas:

Desplazamiento No Positivo (hidrodinámicas)

Desplazamiento Positivo (hidrostáticas)

Desplazamiento No Positivo (hidrodinámicas):

Funcionan generalmente mediante fuerza centrífuga, por la cual el fluido entra en la bomba por el eje de la misma y es expulsado hacia el exterior por medio de un elemento (paletas, lóbulos, turbina) que gira a gran velocidad.

Estas bombas no disponen de sistemas de estanqueidad entre los orificios de entrada y salida; por ello produce un caudal que variará en función de la contrapresión que encuentre el fluido a su salida. Si se bloquea totalmente el orificio de salida, aumentará la presión y disminuirá el caudal hasta cero, a pesar de que el elemento impulsor siga moviéndose, con lo que el fluido fuga interiormente de un orificio a otro y disminuye el caudal a medida que aumenta la presión, como vemos a continuación:

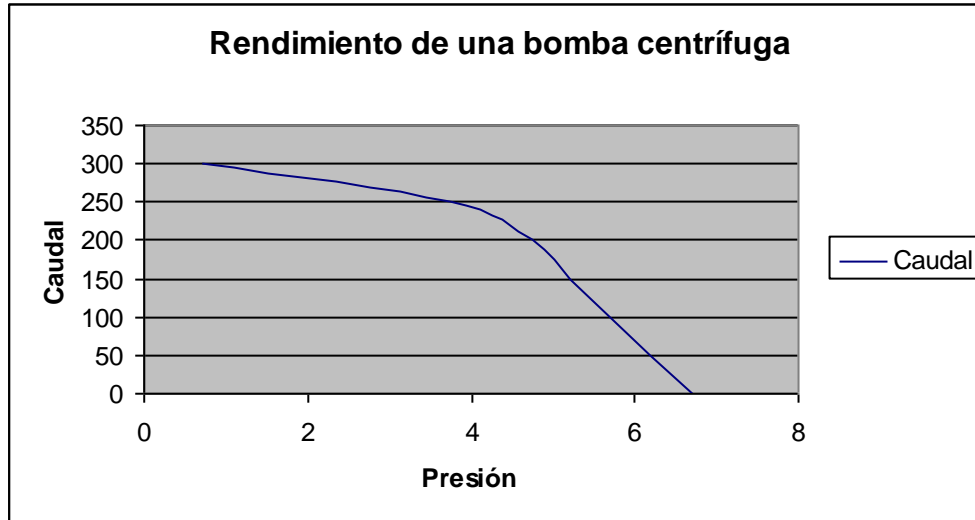


Figura 3.1 Rendimiento de una bomba centrífuga

Desplazamiento Positivo (hidrostáticas):

Una bomba hidrostática es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

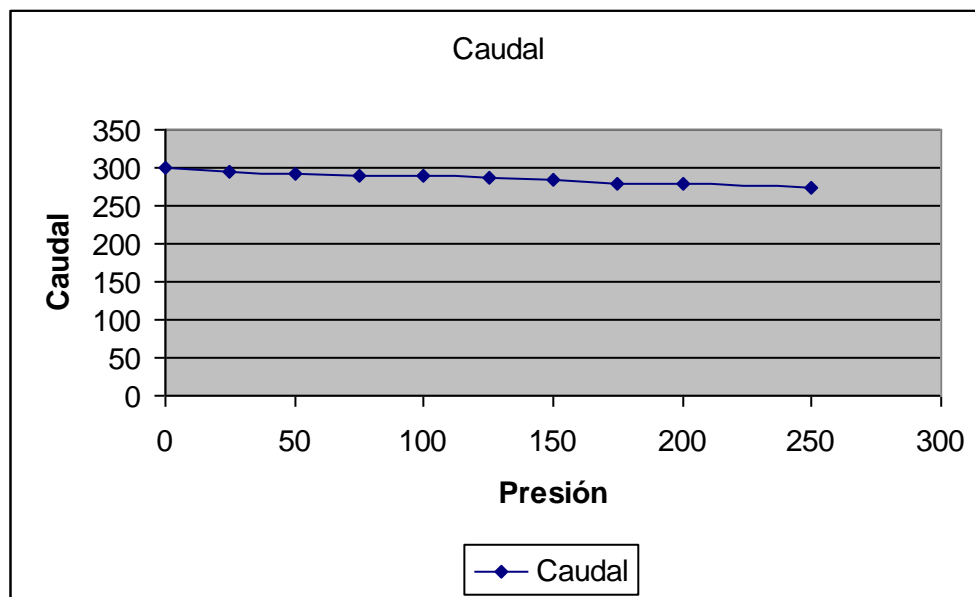


Figura 3.2 Rendimiento de una bomba hidrostática

La homogeneidad de caudal en cada ciclo se consigue gracias a unas tolerancias muy ajustadas entre el elemento de bombeo y la carcasa de la bomba. Así, la cantidad de líquido que fuga interiormente en la bomba de desplazamiento positivo es mínima, y despreciable comparada con el máximo caudal de la misma. El volumen desplazado por ciclo o revolución permanece casi constante a pesar de las variaciones de presión contra las que trabaja la bomba.

En base a lo estudiado anteriormente se dirá que:

En la bomba de desplazamiento no positivo, cuando el esfuerzo a vencer por el sistema alcance un valor determinado, la bomba dejará de dar caudal, y el equipo se parará. En el mismo tipo de bomba, y aún antes de alcanzar este valor concreto de presión, el caudal va disminuyendo notablemente, por lo que no se dispone de un control preciso de la velocidad de movimiento del sistema.

Las fugas internas en este tipo de bombas implican un elevado consumo de energía mecánica que se desaprovecha al no convertirse en energía hidráulica.

- Alternativa 1: Bomba de caudal variable (motor con variador de frecuencia).
- Alternativa 2: Bomba de caudal constante. (Con válvula reguladora de presión).

Alternativa 1: Bomba caudal variable. (Motor con variador de frecuencia).

El caudal de salida de una bomba de caudal variable puede cambiarse y alterar la geometría del elemento de bombeo, o la cilindrada del mismo.

Aunque todas las bombas pueden variar su caudal de salida simplemente variando la velocidad de trabajo, velocidad que podría variar conjuntamente con las revoluciones del motor que acciona la bomba (necesitando un variador de frecuencia para el motor), se entiende por bombas de caudal variable aquellas

que, manteniendo constante el régimen de funcionamiento, pueden variar el caudal de salida cambiando la geometría o el volumen de las cámaras de bombeo internas; por ello se llaman también bombas de cilindrada variable.

La variación de la cilindrada en estas bombas se consigue de diversas formas. Entre ellas las más frecuentes son: control por palanca, control manual por volante, etc. Que no sería lo adecuado para nuestra aplicación automática.

Características:

- Precio Alto (motor con variador de frecuencia).

Alternativa 2: Bomba de caudal constante. (Con válvula reguladora de presión).

El desplazamiento de fluido en cada cilindrada de una bomba de caudal fijo se mantiene constante en cada ciclo o revolución, pues el caudal es constante a una velocidad de trabajo determinada.

Denominada también bomba de desplazamiento positivo es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

Válvula reguladora de presión:

Característica:

- Precio Bajo (se necesita de una válvula reguladora de caudal).

3.7.2 Alternativas de Hardware para adquisición de señales.

- Alternativa 1: Fieldpoint.
- Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).
- Alternativa 3: Tarjeta de Adquisición de Datos para USB de N.I.

Alternativa 1: Fieldpoint.

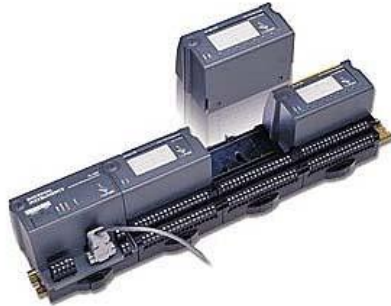


Figura 3.3 Fieldpoint

Esta alternativa es usando FieldPoint, un hardware para ambiente industrial de fácil manejo. Se necesitará un módulo de red, el mismo que se comunica al computador por medio de un cable serial, trabaja con LABVIEW, y sirve para llevar la información de los módulos de entrada y salida que se conecten a continuación de este módulo. Se necesitará un módulo de 8 entradas analógicas, requiere de una base terminal para la conexión con los sensores. A parte se necesitará un módulo de relés, también requiere de una base terminal.

Sus características son:

- Alta confiabilidad y resistencia, varias formas de comunicación con PC, incluyen acondicionamiento de señales.
- Baja velocidad, poca capacidad de análisis, requieren driver.
- Contienen Módulos de E/S como por ejemplo: Analógicos V, mA Termocuplas, RTD, Presión, Galgas Extensiométricos E/S Discretas, Relés, Contadores.
- Facilidad de Instalación, comunicación y uso conjunto con el computador.
- Precio Alto.

Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).

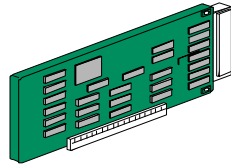


Figura 3.4 Tarjeta DAQ

Haciendo uso de la tarjeta de adquisición de datos basado en el uso de un microcontrolador con comunicación al PC, se necesita de una tarjeta para 4 entradas analógicas, adaptándola para que posea, 1 entrada analógica para la temperatura de 0°C a 100 °C, 1 entrada analógica para la presión de 0 a 200 bar, y salidas digitales para actuadores tipo relé. Además de comunicación serial con el PC en Labview.

Características:

- Bajo Costo.
- Alta Velocidad de adquisición de señales.
- Alta Flexibilidad.
- Las señales necesitan acondicionamiento
- Poca Confiabilidad.

Alternativa 3: Tarjeta de Adquisición de Datos para USB de N.I.

Esta alternativa consta de dos pasos fundamentales para disponer de la señal emitida por el sensor, la primera es una tarjeta de acondicionamiento de señales que se acopla a la tarjeta DAQ para USB de la N.I.; el segundo paso es la tarjeta de adquisición de datos para USB de N.I. con software, dispone de: 8 entradas analógicas, 2 salidas analógicas, 12 entradas digitales.

Características:

- Costo Medio.
- Las señales necesitan acondicionamiento.

3.7.3 Alternativas de Pruebas para Cilindros:

- Alternativa 1: Sistema horizontal con pesas.
- Alternativa 2: Sistema vertical de polea con pesas
- Alternativa 3: Presurización de cilindros.

Alternativa 1: Sistema Horizontal con Pesas.

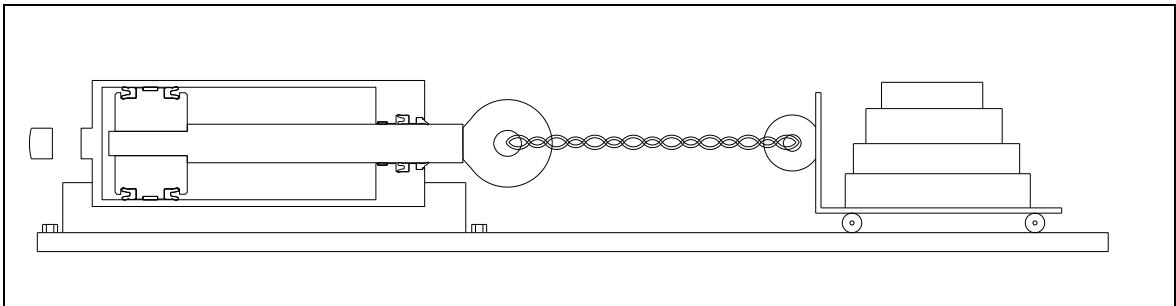


Figura 3.5 Sistema Horizontal con Pesas

- Contará con sistema de sujeción emperrado al suelo.

Alternativa 2: Sistema Vertical de Polea con Pesas.

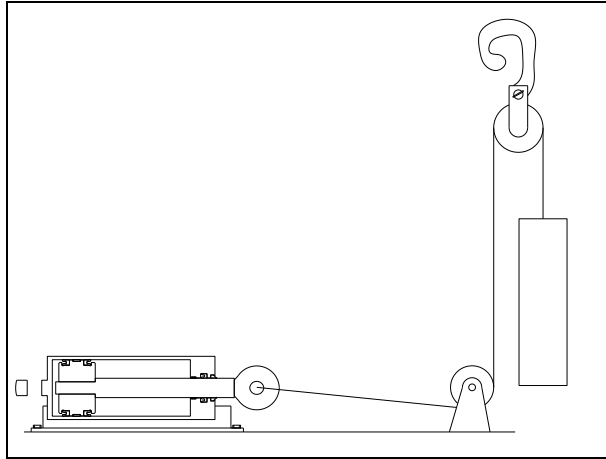


Figura 3.6 Sistema Vertical de Polea con Pesas

- Contará sistema de polea.

Alternativa 3: Presurización del cilindro.

El cilindro será sometido a incremento de presión cuando el cilindro se encuentre con su carrera totalmente extendida.

3.8 MATRIZ DE DECISIONES.

Tabla 3.2 Matriz de decisiones Banco de Pruebas

ALTERNATIVAS HIDRÁULICAS	Alternativa 1: Bomba de caudal variable (variador de frecuencia).
-----------------------------	---

	Alternativa 2: Bomba de caudal constante (con válvula reguladora de presión).
<i>ALTERNATIVAS DE HADWARE PARA ADQUISICIÓN DE DATOS</i>	Alternativa 1: Fieldpoint.
	Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).
	Alternativa 3: Tarjeta de adquisición de datos para USB de N.I.
<i>ALTERNATIVAS DE PRUEBA DE CILINDROS</i>	Alternativa 1: Sistema horizontal con pesas.
	Alternativa 2: Sistema vertical de polea con pesas.
	Alternativa 3: Presurización de los cilindros.

3.9 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS Y ESPECIFICACIONES DE UNA SOLUCIÓN.

El resumen para la evaluación de alternativas se encuentra en la Matriz 2.

La evaluación determinó:

- Alternativas hidráulicas: alternativa 2.
- Alternativa de adquisición de datos: alternativa 3.
- Alternativa de prueba de cilindros: alternativa 3.

El desarrollo de la matriz se encuentra en el Anexo 1.

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 DISEÑO LÍNEA DE ASPIRACIÓN Y RETORNO.

Línea de Aspiración

La línea de aspiración está compuesta por tuberías que discurren desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Reservoirio.
- Filtro aspiración.
- Filtro de aire y de llenado.
- Tuberías y racores.

Dimensionamiento del reservorio:

El reservorio debe ser capaz de almacenar el volumen necesario para llenar el mayor cilindro y contener reservas para que no quede vacío completamente.

Las dimensiones del mayor cilindro declarado en el capítulo 3.3.2 son:

- Diámetro máximo de pistón: 0,250 m.
- Carrera máxima del cilindro: 1,5 m.
- Presión máxima de trabajo: 25 MPa.
- Temperatura máxima de trabajo: 100 °C.

Se calcula el volumen de un cilindro con las características anteriores:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad (\text{Ec. 4.1.1})$$

$$V = A_1 \cdot s \text{ (Ec.2.4..1.2)}$$

Siendo:

D = diámetro del émbolo

V = volumen del cilindro.

A₁ = área del émbolo.

s = carrera.

Entonces,

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,25)^2$$

$$A_1 = 0,049 \text{ m}^2 = 490 \text{ cm}^2$$

$$V = 0,049 \cdot 1,5$$

$$V = 0,0736 \text{ m}^3 = 19,45 \text{ gal}$$

Tal volumen es la cantidad de aceite que ocupa el poner a prueba un cilindro de las dimensiones anteriores. No podemos poner esa cantidad exacta de aceite en el reservorio porque no tendríamos un volumen excedente para recirculación del sistema y en consecuencia la bomba succionaría aire.

En las aplicaciones normales, el tamaño del depósito es función del caudal de la bomba situándose cerca de 3 a 4 veces el caudal de la misma. O bien, debe alojar como mínimo un 30% más de lo que cabe en el circuito.⁸ Con lo que la dimensión del reservorio quedaría:

$$0,0757 \text{ m}^3 (20 \text{ gal}) \quad 100\%$$

$$x = ? \quad 30\%$$

$$x = 0,0225 \text{ m}^3 = 6 \text{ galones.}$$

⁸ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 34.

Con lo que tendríamos 0,0982 m³ (26 galones) de volumen total para el reservorio.

Filtro de aspiración:

Como se vio en la sección 2.1.6.3 el filtro de aspiración se instala en el conducto de aspiración de la bomba, con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. Los grados de filtraje más comunes están por los 60, 90, 125 Y 250 µm. Por lo general tienen una capacidad de filtrado de 125 µm.

El caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba. Como se verá mas adelante en esta misma sección se define el caudal nominal de la bomba que esta dado por 1.5 GPM.

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada.

Considerando los parámetros anteriores se consideró el siguiente filtro de aspiración:

Marca:	Northern
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	4014
Tipo:	Malla de metal inoxidable
Uso	9,46x10 ⁻⁵ a 9,46x10 ⁻⁴ m ³ /s 1,5 GPM a 15 GPM
Grado filtrado:	150 µm
Entrada/Salida:	3/4" NPT con bypass
Peso:	1 kg

Filtro de aire y de llenado:

Los filtros de aire o respiradero y de llenado están previstos para ser montados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aireen cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

Línea de Retorno:

Las tuberías de retorno son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Filtro de retorno.
- Tuberías y racores.

Filtro de retorno:

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , pudiendo soportar presiones de trabajo de entre 0,5 y 30 bar y temperatura de -10°C a 100°C . Los caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min.

Considerando los parámetros anteriores se consideró el siguiente filtro de aspiración:

Marca:	Northern
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	4020
Tipo:	Malla de metal inoxidable
Uso	$9,46 \times 10^{-5}$ a $9,46 \times 10^{-4}$ m^3/s 1,5 GPM a 15 GPM
Grado filtrado:	10 μm
Entrada/Salida:	3/4" NPT con bypass

Masa:

1 kg

4.2 DISEÑO LÍNEA DE PRESIÓN.

Los conductos de presión son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, en este caso un cilindro.

En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Bomba.
- Motor.
- Válvula de alivio.
- Acoples.

Bomba

Para la selección de la bomba a utilizar se deberá hacer un análisis de las bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos para maquinaria pesada. A continuación se presenta un cuadro con las principales bombas de acuerdo a la marca y presión máxima que generan:

Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Marca	Serie / Modelo	Presión MPa (psi)	Revoluciones máximas (rpm)
Commercial	C101/C102	17,23 (2500)	2400
	G101/G102	17,23 (2500)	2400
	P20	13,78 (2000)	2000
	25X/37X	13,78 (2000)	2000
	P30/P31/P50/P51	13,78 (2000)	2000
	330/350/365	24,13 (3500)	3000

Continuación: Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Gresen	MGG2	13,78 (2000)	5000
	PGG2	13,78 (2000)	3500
	TB/TC	10,34 (1500)	2000
	DCB	10,34 (1500)	1800
	P16	20,68 (3000)	3600
	TP16	20,68 (3000)	3100
	PVP16/CP16	20,68 (3000)	3600
	DP16	20,68 (3000)	2500
	20/R20/M20/TP20	17,23 (2500)	2500
	NST20/NSD20/NDS20	17,23 (2500)	2500
Vickers	V10/V20	17,23 (2500)	3400
	25/35	20,68 (3000)	2500

	45	17,23 (2500)	2200
	2520/3520/3525	20,68 (3000)	2500
	4520/4525/4535	17,23 (2500)	2200
Perfection	17GPM	6,89 (1000)	2000
	32GPM	13,78 (2000)	2500
Prince	SP20A8/A9/A10/A11/A14	20,68 (3000)	3500
	SP20A23/A27	17,23 (2500)	3500
Parker	D101	17,23 (2500)	1200
	D102	17,23 (2500)	1200

Continuación: Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Haldex	10581/10582/10583/10584	27,57 (4000)	3600
	10597/10598	24,82 (3600)	3600
	10599/10600/10601/10603	20,68 (3000)	3600
	10561/1062/10563	20,68 (3000)	3600
Haldex	10565	15,85 (2300)	3600
	10566	11,03 (1600)	3600
	10567	8,27 (1200)	3600

Como vemos la mayoría de bombas generan presiones de hasta 2500 psi. En consecuencia, la presión con la que trabajan los cilindros está en relación directa con la resistencia a la circulación del líquido ya que la bomba no crea la presión, solamente entrega un caudal de líquido.⁹

⁹ John Deere – Fundamentos de Servicio, Illinois: Louis Hathaway, 2003. p. 2-2.

Tabla 4.2 Presiones de trabajo de algunos modelos de cilindros hidráulicos

Marca	Serie / Modelo	Presión de trabajo MPa (psi)	Presión máxima (psi)
Prince	King	17,23 (2500)	5000
	Royal	17,23 (2500)	5000
	Gladiator	20,68 (3000)	5500
	Sword	20,68 (3000)	5500
Chief	Eje de 2, 2 ½, 3, 3 ½, 4 pulgadas	17,23 (2500)	4000
	Eje de 5 y 5 ½ pulgadas	10,34 (1500)	4000

Una consideración adicional es que la gran mayoría de los cilindros hidráulicos en el área de maquinaria pesada tienen como límites máximos de trabajo (presión a la que pueden reventarse) una presión de 34,47 MPa (5000 psi) como se muestra a continuación con algunos ejemplos de cilindros de diferentes marcas:

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó la bomba con las siguientes características:

Marca:	Haldex
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	10564
Tipo:	Engranés
Flujo a 1800 rpm:	$9,46 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 1,5 \text{ GPM}$
Presión continua:	20,68 MPa = 3000 psi
Presión intermitente:	27,57 MPa = 4000 psi
Eficiencia:	95%
Salida:	3/4" – 16
Rotación:	Bidireccionales
Masa:	2,27 kg

Diámetro de eje: 1/2"

La presión que vamos a trabajar va a ser de 17,3 MPa (2500 psi) debido a protección tanto de los cilindros como de los sensores. Obviamente, el sistema va a ser protegido con una válvula de alivio regulada a esta presión.

Motor

Una vez escogida la bomba, se pueden determinar las principales características de el motor a emplearse para el trabajo de la bomba. Así entonces se calcula:

$$\begin{aligned} HP_{requeridos} &= \frac{\text{Flujo (GPM)} \times \text{Presión del Sistema (psi)}}{1714 \times \text{Eficiencia de la bomba}} \\ HP_{requeridos} &= \frac{1,5 \times 3000}{1714 \times 0,95} && \text{(Ec. 4.1.1)} \\ HP_{requeridos} &= 2,76 \text{ HP} = 2058,13 \text{ W} \end{aligned}$$

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un motor eléctrico trifásico con las siguientes características:

Marca:	WEG
Procedencia:	Brasil
Tipo:	Trifásico 220 V/440 V
RPM:	1800 RPM
Potencia:	2237,1 W (3 HP)
Eficiencia:	95%
Rotación:	Horaria
Masa:	11,36 kg
Diámetro de eje:	1"

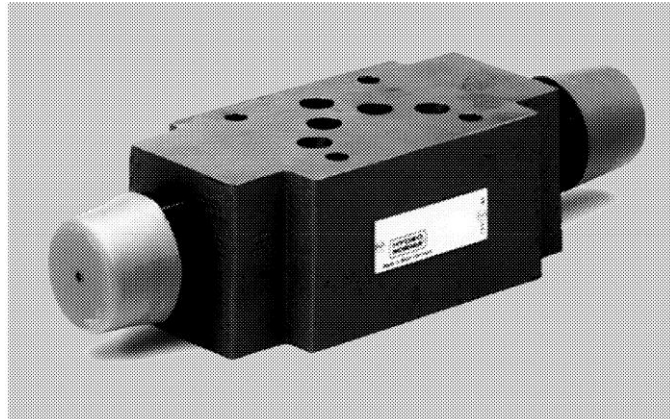
Filtro de presión:

Las presiones de trabajo que pueden soportar en general alcanzan los 42 MPa con caudales de entre los 0 y los $2,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (35 gpm), para aplicaciones comunes. Las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 100°C y los grados de filtraje más corrientes son los de 10, 25 y $60 \mu\text{m}$. No se va a incluir un filtro de presión en nuestro sistema.

Válvula de alivio.

La válvula de alivio va a ser calibrada a la presión de 17,23 MPa (2500psi) por seguridad. Los datos de la misma son los siguientes:

Marca:	MANNESMANN REXROTH
Procedencia:	Alemania
Modelo:	ZBD 10
Serie:	4X
Masa:	4,5 kg
Caudal Max:	$1,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (26 GPM)
Presión Max:	31 MPa (4500 psi)
Temperatura Max:	80°C



K 4257/15
Tipo Z2DB 10 VD 2-4X/...V

Figura 4.1.1 Válvula de Alivio Cetop 5

Acoples.

El acople que elegimos es uno de tipo elástico de la marca LoveJoy.



Figura 4.1.2 Acoples Lovejoy

El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella (araña). Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión. En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema.

Los mangueros son de acero sinterizado y se suministran con agujeros mecanizados a tolerancia H7 con chaveteros según DIN 6885 y un tornillo prisionero sobre chaveta. Los diámetros de los agujeros para cada tipo de acoplamiento están relacionados en la Tabla 4.3:

**Tabla 4.3 Dimensiones recomendadas para agujeros en acoples elásticos
Lovejoy**

Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
L.035	x																										
L.050	x	•	•	•	•	•	•																				
L.070		•	•	•	•	•	•	•	•		•																
L.075		•	•	•	•	•	•	•	•		•	•		•													
L.090		•		•	•	•	•			•	•			•	•												
L.095					•	•	•			•	•	•	•	•	•	•											
L.100						•	•			•	•	•	•	•	•	•	•	•	•								
L.110											•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•				
L.150														•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
L.190																	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
L.225																	•	•					•				

El primer paso para seleccionar el acople es tener definido los diámetros de los ejes de los elementos que van a ser acoplados. Para nuestro caso:

Diámetro del eje del motor: 1" = 25,4 mm.

Diámetro de eje de la bomba: 1/2" = 12,7 mm.

Utilizando la tabla 4.3 seleccionamos el acople tipo L090 recomendado para acoplar ambos extremos tanto del motor como de la bomba. Este modelo permite acoplar en cualquiera de sus dos extremos un eje de 24 hasta 26 mm y por el otro desde 18 hasta 28 mm.

Tabla 4.4 Selección del tipo de acople en función de la potencia.¹⁰

ACOPLE TIPO L CUADRO DE SELECCIÓN TÉCNICA								
TIPO / DIAMETRO	RANGO TORQUE (in*lbs)		HP / 100 RPM		CAPACIDAD HP CON ESTRELLA DE CAUCHO EN FUNCION DE LAS RPM			
	CAUCHO NITRILO	ELASTOMERO DE POLIESTER	CAUCHO NITRILO	ELASTOMERO DE POLIESTER	300	1200	1800	3600
L-035	3,5	N/A	0,0056	N/A	0,01	0,06	0,1	0,2
L-050	26,3	50	0,041	0,08	0,12	0,5	0,75	1,5
L-070	43,2	114	0,07	0,18	0,21	0,84	1,2	2,4
L-075	90	227	0,14	0,36	0,42	1,68	2,5	5
L-090	144	401	0,23	0,62	0,66	2,76	4	8
L-095	194	561	0,3	0,9	0,9	3,6	5,4	10,8
L-099	318	792	0,5	1,25	1,5	6	9	18
L-100	417	1134	0,66	1,8	2	8	11,9	23,8
L-110	792	2268	1,25	3,6	3,7	15	22	50
L-150	1240	3708	2	5,88	6	24	36	72
L-190	1728	4680	2,7	7,43	8	32	43	96
L-225	2340	6228	3,7	10	11	44	67	134
L-276	4716	N/A	7,5	N/A	22,5	90	135	270

El siguiente paso es determinar el elemento elástico de la estrella (estándar). El material seleccionado es el NBR (caucho nitrilo), ya que ofrece elasticidad necesaria en el encendido de la máquina.

¹⁰ Manual Acoplamiento Elásticos Lovejoy. Compañía Internacional de Transmisiones.

Una vez seleccionado el conjunto necesitamos comprobar si el conjunto está en capacidad de resistir la potencia del motor eléctrico 2,23 KW (3HP) a 1800 RPM. Para eso, se revisa las especificaciones del fabricante según tabla 4.4.

Como observamos el acople perfectamente puede soportar los 3HP a 1800 RPM.

Tuberías y racores.

Tuberías Flexibles:

Los tubos flexibles son los mejores para unir los distintos componentes del sistema hidráulico. Además de poderse doblar, absorben las vibraciones y las puntas de presión y son fáciles de instalar.

El tubo flexible consta de las siguientes capas básicas:

- Un tubo interior.
- Varias capas de refuerzo.
- Una cubierta exterior.

El TUBO INTERIOR es **de caucho sintético resistente al aceite**. Tiene que ser de superficie lisa, flexible y capaz de resistir el calentamiento y la corrosión.

Las CAPAS DE REFUERZO varían con el tipo de tubo flexible. Estas capas se fabrican de **fibras sintéticas o naturales, de malla metálica o de una combinación de ambas**.

La CUBIERTA EXTERIOR tiene por objeto proteger las capas de refuerzo. Suele ser de una **goma especial resistente a los abrasivos**, al aceite, a la suciedad y a la acción de la intemperie.

Forma de seleccionar los tubos flexibles:

Se debe saber lo siguiente:

1. El caudal del sistema hidráulico en trabajo, para conocer el calibre del tubo que se necesita.
2. La presión y la temperatura a que trabaja el sistema hidráulico, para determinar el tipo de tubo flexible que se necesita.
3. El tubo flexible debe ser compatible con líquido del sistema.

La sección del tubo debe ser suficiente para el caudal del aceite.

Un tubo de **sección insuficiente** estrangula el paso del aceite, lo recalienta y causa pérdidas de presión.

Un tubo de **sección excesiva** puede resultar demasiado débil para la presión a que trabaja el sistema.

Los tubos de más sección tienen que estar más reforzados para trabajar a la misma presión que los tubos de menor sección. Además son más caros que éstos últimos.

Forma de seleccionar el tipo de tubo:

Se clasifican de acuerdo a las presiones que son capaces de resistir:

- Tubos de baja presión.
- Tubos de presión media.
- Tubos de alta presión.
- Tubos de muy alta presión.

En el cuadro que figura a continuación se indica la clase de tubo flexible que se requiere para trabajar a distintas presiones.

Conocida la sección del tubo que se necesita, se busca en una de las tres columnas la presión más próxima. Si esta se encuentra en la primera columna, se deberá emplear un tubo de presión media, etc.

Tabla 4.5 Presiones de trabajo para diferentes sección de tubo.

<i>Sección de tubo mm</i>	<i>1. emplear tubo para presión MEDIA, una malla de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>	<i>2. emplear tubo para ALTA presión, múltiples mallas de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>	<i>3. emplear tubo para MUY ALTA presión con espirales de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>
6,4	3000	5000	
10	2250	4000	5000
13	2000	3500	4000
16	1750	2750	3500
19	1500	2250	3000
25	800	1875	3000
32	600	1625	3000
38	500	1250	3000
50	350	1150	175

En base a lo expuesto las tuberías flexibles son:

Denominación: Manguera hidráulica H 114

Tubo interno: Nitrilo
Refuerzo: Trenzado de acero
Cubierta: Neopreno
Temperatura: -40 a 120°C
Diámetro interno: ½ plg

Selección del fluido:

Lo primero que se debe tener en cuenta a la hora de elegir un fluido hidráulico, es la misión que tiene que realizar, y sus características físico químicas.

Selección del fluido en función de su misión

Transmisión de potencia:

A este fin todos los fluidos serían válidos (excepto los gases por ser compresibles), siempre que su viscosidad sea la adecuada a la aplicación.

Para cumplir esta misión el fluido deberá fluir fácilmente a través de los conductos internos de los componentes. Una resistencia excesiva a su circulación producirá considerables pérdidas de carga y consiguientemente un incremento en la potencia necesaria para el funcionamiento del equipo.

Lubricación del sistema:

Esta es una de las principales misiones del fluido, y razón por la cual dejó de usarse agua para los circuitos hidráulicos.

Se podría resumir que la lubricación es la capacidad del fluido de formar una película sobre las superficies, y hacer que esta película facilite el desplazamiento de esta superficie sobre otras, evitando en lo posible el contacto directo entre estas. En función de esta definición la lubricación puede ser:

- a) Lubricación hidrostática: es aquella en que se presuriza el fluido para separar las superficies en movimiento, creando un cojín hidrostático entre ellas. Por ejemplo: el apoyo de la cabeza del pistón sobre el plato inclinado en las bombas de pistones.

- b) Lubricación hidrodinámica: como en el caso anterior, la película de fluido tiende a mantener separadas las superficies, sólo que en este caso no lo hace por la presión aplicada sobre el mismo, sino por la presión generada por el movimiento (fuerza centrífuga) del mismo. Un ejemplo es el cojinete en el cual el lubricante, gracias a la fuerza centrífuga producida por el giro de las superficies a lubricar, genera una presión que tiene a separar las superficies y a introducirse entre las mismas.

- c) Lubricación untuosa: es la capacidad del fluido a mantenerse en contacto con las superficies sin necesidad de fuerzas extremas. Este tipo de lubricación es muy importante en compuestos que trabajen a muy bajas velocidades y en sistemas que estén parados durante largos periodos de tiempo ya que si la untuosidad del fluido es baja y con el tiempo este se desprende de las superficies, permitiendo el contacto entre estas al arrancar el circuito.

- d) Lubricación extrema presión: es la capacidad del fluido a mantener la lubricación en aquellos casos en que hay contactos de las microcrestas de las superficies. Estos contactos (rozamientos) generan calor, que a su vez producen microsoldaduras entre las superficies (cuando éstas son muy notorias se produce el gripaje de las superficies en contacto). La lubricación en extrema presión es la que evita estos problemas, y se consigue agregando al fluido aditivos EP. En el momento de la selección del fluido para una determinada aplicación se ha de distinguir la presión de trabajo del sistema con la aditivación extrema presión; así por ejemplo, un sistema trabajando a 250 bar con bombas y motores de engranajes no precisa

aditivos EP, mientras que un sistema trabajando a 75 bar con bombas y motores de pistones sí precisará de un fluido EP.

Refrigeración:

Es la capacidad del fluido de absorber el calor generado en determinados puntos del sistema para luego liberarlo al ambiente a través del depósito, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo.

Reducción de fugas y pérdidas de carga:

En muchos puntos el fluido es el único elemento de estanqueidad entre las partes presurizadas y las no presurizadas del interior de un componente. En estos casos, la tolerancia de construcción y la viscosidad del propio fluido determinarán el nivel de fugas internas.

Compatibilidad con juntas y sellos:

El fluido debe ser compatible con los elementos de estanqueidad que estén en contacto con él.

La mayoría de componentes hidráulicos tienen juntas internas de materiales cuya compatibilidad con el fluido debe ser determinada antes de la puesta en marcha del sistema; así pues este factor es importante en el momento de la selección del fluido.

Selección del fluido según sus características:

Factores de selección de la viscosidad:

- a) El tipo de bomba: En el siguiente cuadro se analiza su relación con las temperaturas y las viscosidades a utilizar. El grado 46 es recomendado para máquinas hidráulicas nuevas.
- b)

Tabla 4.6 Grado de viscosidad del aceite hidráulico de acuerdo al tipo de bomba.

Tipo de bomba	Grado ISO de viscosidad		
	32	46	68
Paletas	60°C	70°C	78°C
Pistones radiales	38°C	50°C	60°C
Pistones axiales	60°C	70°C	78°C
Engranajes	60°C	70°C	80°C

- c) La temperatura de operación: la temperatura de operación es la que tiene el fluido al entrar en la bomba. Dependiendo del tipo de bomba y de la temperatura de operación se obtiene el cuadro de viscosidad anterior.

Al considerar esta tabla de elección de viscosidades, se debe tener presente que son mínimas. Por debajo de ellas, las pérdidas en el interior de las bombas afectarían a su eficiencia.

La mínima temperatura de arranque:

Una vez establecida la viscosidad necesaria en régimen de trabajo, se ha de considerar la temperatura mínima a la que el sistema puede entrar en funcionamiento, es decir, la temperatura mínima a la que el sistema se podrá poner en marcha.

En general un aceite mineral no debe utilizarse a una temperatura inferior a 10C por encima de su punto de congelación. Es decir: si un aceite tiene de punto de congelación -30C, no se utilizará a temperaturas inferiores a -20C.

La máxima viscosidad con la que puede actuar una bomba es un dato de gran interés, puesto que tiene por finalidad el evitar los problemas debidos al funcionamiento en vacío y de cavitación (se bombea aire), lo que provoca un rápido desgaste de la bomba.

Siendo que la viscosidad de un fluido aumenta al disminuir la temperatura, y conociendo la viscosidad y el índice de viscosidad del fluido a emplear, mediante el diagrama viscosidad-temperatura, se puede llegar a determinar la temperatura mínima de arranque.

Todo lo cual remite a la siguiente tabla:

Tabla 4.7 Viscosidad máxima en función del tipo de bomba.

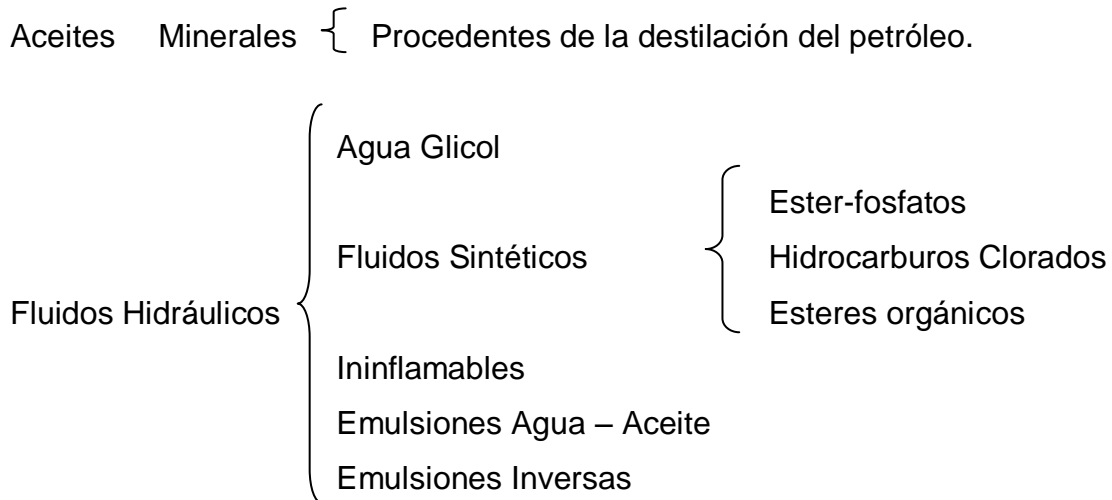
Tipo de bomba	Viscosidad máxima 1mm²/s = 1 CST
Paletas	860
Pistones radiales	860
Pistones axiales	1300
Engranajes	6000

Estos parámetros son generales. Obvia decir que cada fabricante tiene sus especificaciones particulares a las que siempre se debe atender. También se debe considerar que en minería, las bombas utilizadas suelen tener una mayor capacidad de arranque con viscosidades mayores (del orden de unos 1600 cst).

Selección de otras propiedades:

Una vez seleccionado el tipo de fluido y su viscosidad, quedan por determinar otros factores del mismo que pudieran afectar al funcionamiento del sistema bajo determinadas condiciones de trabajo; así por ejemplo, deberá considerarse la presencia de aditivos EP, aditivos que contengan ditiofosfato de zinc, aditivos antioxidantes, mejoradores del índice de viscosidad, etc., factores todos ellos relacionados con los componentes del sistema y sus condiciones de trabajo.

Tipos de fluidos hidráulicos:



Los fluidos hidráulicos están basados, en la mayoría de casos, en aceite mineral o en fluidos de síntesis con las convenientes aditivos.

Estos últimos se utilizan en condiciones particularmente difíciles o especiales, tales como en muy altas o bajas temperaturas, o bien si existe un fuerte riesgo de incendio o explosión en caso de fuga.

El cuadro resume los principales tipos de fluidos empleados en sistemas oleo-hidráulicos.

Cabe resaltar que el fabricante de la maquinaria recomienda cierto tipo de líquido hidráulico de acuerdo a las prestaciones del equipo, pérdidas y otros factores que afecten su desempeño.

Existe una gran variedad de aceites en el mercado y dependiendo de las condiciones de la máquina se seleccionarán en base a su viscosidad.

Cada uno de estos fluidos tiene sus características y aplicaciones según refleja la tabla siguiente:

Tabla 4.8 Características de los fluidos y aplicaciones.

Aplicaciones Particular	Aplicaciones Específicas	Composición y Propiedades	Simbología ISO-L	Aplicaciones típicas y comentarios
Hidrostática		ac. mineral sin aditivos	HH	
		ac. mineral con aditivos antioxidantes y anticorrosivos	HL	
		Ac. tipo HL con mejoradores de desgaste	HM	Hidráulicos en general, incluidas altas presiones
		Ac. tipo HL con mejorador de I.V.	HR	
		Ac. tipo HM con mejorador de I.V.	HV	O.P. minería y marina
		Fluido sintético sin propiedades de resistencia al fuego	HS	Poseen propiedades especiales
Continuación: Tabla 4.8 Características de los fluidos y aplicaciones.				
	Hidráulicos y guías	Ac. tipo HM con aditivos anti <i>Stick-slip</i>	HG	Máquina herramienta
		Emulsiones de aceite en agua	HFAE	Normalmente contienen más del 80% de agua
		Soluciones químicas en agua	HFAS	Normalmente contienen más del 80% de agua
		Emulsiones de agua en aceite	HFB	
		Soluciones de polímeros en agua	HFC	Menos del 80% de agua

		Fluido sintético sin agua, basado en ésteres fosfóricos	HFDR	Atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		Fluido sintético sin agua, basado en hidrocarburos clorados	HFDS	Atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		fluido sintético sin agua, basado en mezclas de HFDR y HFDS	HFDT	
		Fluido sintético sin agua, basado en otros tipos de compuestos	HFDU	
Hidrocínética	Transmisiones. Automáticas		HA	Todavía en estudio
	Acoplamientos y convertidor de par		Hn	Todavía en estudio

La tabla anterior muestra los diferentes tipos de fluidos hidráulicos, clasificados por sus bases y propiedades particulares, según la norma ISO 6743/4

La tabla siguiente ofrece un resumen de compatibilidades entre los distintos fluidos hidráulicos y las juntas, los metales incompatibles, su capacidad de lubricación, su toxicidad e no inflamabilidad y sus características de temperatura máxima, densidad relativa y costo comparativo entre ellos.

Para seleccionar la base se considerarán:

- La temperatura media de trabajo.
- Picos de temperatura de operación.
- Mínima temperatura de arrancada.
- Posible contaminación con agua.
- Ambientes corrosivos.

- Riesgo de incendio.
- Compatibilidad con las juntas.
- Toxicidad.

Las principales características que poseen las diferentes bases, para poder proceder a su correcta selección son:

Agua:

Sus propiedades mencionadas anteriormente (nulo poder lubricante, bajo costo, elevada disponibilidad).

Aceite Mineral:

Los fluidos con base de aceite mineral son los más utilizados en aplicaciones hidráulicas. Los aceites minerales poseen una buena relación viscosidad / temperatura (índice de viscosidad), baja presión de vapor, poder refrigerante, una compresibilidad baja, inmiscibilidad con agua, de satisfactorias o excelentes cualidades de protección, y no requieren especial cuidado respecto a las juntas y pinturas normalmente utilizadas.

Si a esto se añade que su relación calidad/precio/rendimiento es muy buena, es fácilmente comprensible el éxito de su utilización.

Emulsión de aceite en agua:

También denominada emulsión directa. Se trata de una emulsión de aceite (3 al 15%) en agua, que forma una especie de taladrina soluble.

Sus ventajas son que tiene un costo muy bajo y que posee excelentes propiedades de apagado de llama (*Fire-resistant*), mientras que sus

inconvenientes son: muy limitadas temperaturas de utilización, pobre resistencia de la película, dificultades con la corrosión, problemas de estabilidad de la emulsión y problemas de evaporización que modifican los porcentajes de la proporción.

Emulsión de agua en aceite:

También denominada emulsión inversa o, abreviadamente W/O. Contienen del orden de una 40% de agua. Tiene excelentes propiedades de apagado de llama y un costo bajo/medio, pero: su temperatura de utilización es muy limitada, su poder lubricante medio, y presenta problemas de evaporización de agua/estabilidad.

Fluidos agua-glicol:

Son mezclas en disolución del 20 al 45% de agua y etileno-propilen-glicol, con aditivos anticorrosivos y agentes antidesgaste.

Como ventajas presenta: buena relación viscosidad/temperatura, muy buenas propiedades de resistencia a la llama, excelente comportamiento a bajas temperaturas, y un costo no malo; y como inconvenientes: su temperatura de utilización está limitada por el agua, suele tener problemas de corrosión, presenta problemas de evaporación y separación de fases, y requiere frecuentes cuidados de mantenimiento.

Fluidos sintéticos no acuosos:

Existe una amplia gama de productos de síntesis, de naturaleza muy diversa y que poseen unas características y propiedades muy diferentes.

La elección de estos tipos de fluidos deberá hacerse siempre de acuerdo con el fabricante de la máquina o sistema, teniendo en cuenta su alto precio, la posible reacción con juntas y materiales sellantes así como el ataque a

pinturas y, en algunos casos, su influencia fisiológica y ecológica / medio-ambiental.

Tabla 4.9 Aceites no acuosos.

	Aceite mineral	Agua glicol	Emulsión agua-aceite	Éster-fosfato	Ésteres orgánicos	Hidrocarburos clorados
Juntas compatibles	Vitón polisulfido nitrilo neopreno buna-n	Buna-s y buna-n Nitrilo Neopreno Butil-vitón Goma natural	Buna-s y buna-n Nitrilo Neopreno polisulfido vitón	Vitón Butilo Silicona p.t.f.e. nylon	Neopreno Buna-n Vitón Silicona	Vitón Silicona Teflón
Juntas incompatibles	Goma natural butilo Buna-s	Polisulfido	Goma natural Butilo	Neopreno Nitrilo Polisulfido Buna-n Buna-s	Butilo	Neopreno Nitrilo Polisulfido Buna-n y –s Butilo
Metales que corroe	Ninguno	Zinc Cadmio Magnesio	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Cobre y aleaciones
Lubricación	Excelente	aceptable	Aceptable	Buena	Excelente	Buena
Toxicidad	No tóxico	No tóxico	No tóxico	Vapores tóxicos	No tóxico	Pueden ser tóxicos
Ininflamabilidad	Pobre	Buena	Buena	Excelente	Excelente	Excelente
Temperatura máxima	90°C	50°C	50°C	90-140°C		65-260°C
Densidad relativa	1	1,25	1,20	1,30	1,06	1,65

El fluido hidráulico es el siguiente:

Marca: Monolec
 Denominación: 6110
 Grado ISO: 46
 Punto Inflamación: 212°C

Especificaciones: Aceite que cumple las necesidades de sistemas hidráulicos con cualidades antidesgaste, resistencia a la oxidación, resistencia al agua y la espuma. Estable a alta temperatura, larga vida del aceite y fluido de potencia uniforme.

4.3 DISEÑO LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN.

Los elementos en la distribución son:

- Subplaca.
- Válvula.
- Tuberías de distribución.

Subplaca

Constituye el panel de conexión de toda la tubería del sistema. Es del tipo Cetop 5 ya que necesita: una vía de presión y de retorno, 2 vías de distribución, una vía para alivio.

Electro válvula

En virtud de que el sistema va a ser comandado por un programa de computadora, necesitamos una electro-válvula para comandar el cilindro de doble efecto. Las características son las siguientes:

Marca:	Haldex
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	201305
Tipo:	4/3 centro tandem
Alimentación:	Solenoides 120V AC
Presión Max:	31 MPa = 4500 Psi

Caudal Max:	$1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 19 \text{ GPM}$
Masa:	6 kg

Tubería de Distribución

Para la tubería de distribución se utilizará:

Denominación:	Manguera hidráulica H 114
Tubo interno:	Nitrilo
Refuerzo:	Trenzado de acero
Cubierta:	Neopreno
Temperatura:	-40 a 120°C
Presión Trabajo:	20,68 MPa = 3000 psi.
Presión rotura:	82,73 MPa = 12000 psi
Diámetro interno:	1/4 plg

4.4 SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS.

Para la selección de los instrumentos a utilizar se deberá de hacer énfasis en los dos parámetros fundamentales que se requieren dentro del proceso de pruebas de sellos para cilindros hidráulicos los cuales son: *temperatura y presión*.

La temperatura es importante principalmente debido a que los sellos de los cilindros hidráulicos variarán su estructura interna con la variación de la temperatura del sistema, la misma que se ve afectada por el aumento o disminución de presión, de acuerdo al esfuerzo al que son sometidos los cilindros en condiciones reales de trabajo. Por ejemplo en maquinaria pesada como retroexcavadoras.

La presión de trabajo de los cilindros depende de las recomendaciones del fabricante, así como también de la aplicación de trabajo en el mercado.

4.5 SELECCIÓN DE SENSORES

Después de haber definido los dos tipos de variables a sensorar en el sistema, se hace el siguiente estudio de selección de sensores en función de los siguientes parámetros a medir:

Magnitudes a medir:

Magnitud:	Presión y Temperatura.
Señal de Salida:	mA.
Exactitud deseada:	Media.
Precisión deseada:	Media.

Límites absolutos posibles de la magnitud a medir:

Presión:	0 – 20,68 MPa (3000 psi)
Temperatura:	0 – 100 °C

Otros parámetros:

- Costo
- Peso
- Dimensiones
- Vida útil.
- Disponibilidad

Para la selección de los diferentes sensores se realiza una matriz de comparación entre algunos modelos de sensores que se encuentran en el mercado nacional como internacional, con las características técnicas de los sensores y valores de ponderación.

Para cada una de las matrices se tiene los siguientes valores de ponderación:

Valores de Ponderación:

Vida útil:	1	Bajo
	5	Alto
Costo:	1	Alto
	5	Bajo
Disponibilidad:	1	No inmediata
	5	Inmediata
Exactitud:	1	Baja
	5	Elevada
Precisión:	1	Baja
	5	Elevada

4.5.1 SENSOR DE PRESIÓN.

La presión que se necesita sensar es esencial dentro del banco de pruebas ya que debido al esfuerzo al que van a ser sometidos los cilindros hidráulicos se obtendrá un aumento de presión del sistema y dentro del cilindro, tal que no sobrepase las especificaciones particulares.

El sensor debe resistir la presión normal del sistema y además tener un factor de seguridad para casos donde la presión necesite excederse. Además, debe ser lo suficientemente robusto para resistir los choques de la presión en el arranque y resistir unas temperaturas no superiores a los 100 ° C.

Por este motivo se selecciona el sensor de presión en función de:

Matriz de Selección:

Tabla 4.10 Descripción de sensores de presión considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>	<i>Características Generales</i>
-----------------------	----------------------------------

Marca	Modelo	Rango (psi)	Salida	Alimentación (VDC)	Peso (gr)
INTEC	250G	0 – 3000	4 - 20 mA	10 - 30 VDC	150
SOR	534H	0 – 5000	4 – 20 mA	11- 40 VDC	130
SIEMENS	7MF1	0 – 3600	4 – 20 mA	10 - 36 VDC	180
KOBOLD	SEN	0 - 8000	4 – 20 mA	10 - 30 VDC	150

Tabla 4.11 Ponderaciones de los sensores de presión considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>		<i>Ponderación</i>				TOTAL
Marca	Modelo	Vida útil	Costo	Disponibilidad	Precisión	
INTEC	250 G	4	5	5	4	18
SOR	534H	4	2	3	5	14
SIEMENS	7MF1	4	3	2	5	14
KOBOLD	SEN	4	2	2	4	12

En base a la matriz de selección el sensor de marca INTEC modelo 250G es el instrumento que mejor se acopla a los parámetros necesarios de medición para el funcionamiento del banco de pruebas, las características técnicas del mismo se encuentran en el **anexo A**.

4.5.2 SENSOR DE TEMPERATURA

El sensor de temperatura es vital dentro del proceso de prueba ya que debido al mismo se determinará la estabilidad de los elastómeros que constituyen físicamente a los sellos, así mismo controlaremos al sistema hidráulico sabiendo de ante mano que no podrá sobrepasar los 80 °C, por lo tanto se escogerá el sensor de temperatura en base a la siguiente matriz de selección:

Matriz de Selección:

Tabla 4.12 Descripción de sensores de temperatura considerados para el diseño.

Identificación		Características Generales				
Marca	Modelo	Rango (°C)	Salida	Transmisor de dos alambres		
				MARCA	MODELO	SALIDA
Watlow	RTD	140 – 650	100 – 175.86 Omhs.	EXTECH	405000	0 – 20 mA
Watlow	Termocupla tipo J	0 – 200	0 – 10 mV	EXTECH	405000	0 – 20 mA
SIEMENS	Termocupla 7MC1	0 – 100	0 – 10 mV	SIEMENS	SITRANS TK	0 – 20 mA
SOR	Termocupla	-18 – 204	0 – 10 mV	SOR	S89RT	4 – 20 mA

Tabla 4.13 Ponderaciones de los sensores de temperatura considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>		<i>Ponderación</i>				TOTAL
Marca	Modelo	Vida útil	Costo	Disponibilidad	Precisión	
Watlow	RTD	4	1	5	3	13
Watlow	Termocupla tipo J	4	4	5	5	18
SIEMENS	Termocupla 7MC1	4	3	3	5	15
SOR	Termocupla	4	2	2	4	12

En base a la matriz de selección el sensor de temperatura marca WATLOW-termocupla tipo J, es el instrumento que mejor se acopla a los parámetros necesarios de medición de temperatura para el funcionamiento del banco de pruebas, las características técnicas del mismo al igual que las de su respectivo transmisor se encuentran en el **anexo B**.

4.5.3 SELECCIÓN DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Es un dispositivo que se caracteriza por ser portable, multifuncional, y de tamaño pequeño. Tiene una resolución a la entrada y a la salida de 12 bits. Construida para remover sus conexiones fácilmente y opera con sistemas Windows 2000. Trabaja con un fuente de poder de 5 voltios, tomados del computador. El software recomendado para su uso es LabView, además incluye un software para la adquisición de datos y no necesita de ningún tipo de accesorio.

Características:

Tabla 4.15 Características Tarjeta de Adquisición.

Descripción	USB-6008
Puerto	USB

Entradas análogas	8 terminales simples / 4 diferenciales
Resolución de entradas	12 Bits.
Máxima tasa de muestreo	10 Kbits/segundo
Rango de entrada	De 1 a 20 Voltios
Salidas análogas	2
Resolución de salidas	12 Bits.
Tasa de salida	150 Hz.
Rango de Salida	De 0 a 5 Voltios
Entradas y salidas digitales	12
Contadores (32 Bits)	1
Gatillo	Digital

Descripción del Hardware:

La Nacional Instrument con su tarjeta multifuncional de adquisición de datos USB-6008 provee en forma puntual la adquisición de datos a un precio bajo. Con las conexiones USB que presenta esta tarjeta se realizan mediciones rápidas, dando suficiente versatilidad para complejas aplicaciones al medir.

Descripción del Software:

Esta tarjeta incluye además aplicaciones de adquisición de datos con cerca de 8 canales analógicos. Para mayor funcionalidad el dispositivo viene con el software básico NI DAQ, que es un elemento multiplataforma con interfase de programación. Además puede ser utilizado con aplicaciones DAQ. Ya sea en el LabView o ambientes de programación C.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

5.1 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS.

El presente proyecto está constituido de varios elementos individuales, que se han agrupado para formar diferentes “módulos”, los mismos que han sido divididos tomando en cuenta su función dentro del banco de pruebas, los mismos que son:

Tabla 5.1.1 Descripción de los módulos que componen en el banco

Módulos:	Descripción:
1	Sistema de Adquisición de Datos.
2	Sensores (incluye elementos de adaptación al proceso).
3	Sistema Hidráulico.
4	Sistema Eléctrico de Potencia.
5	Otros.

La unión de estos módulos formarán parte del banco de pruebas para cilindros hidráulicos. En el capítulo cuatro se ha realizado una descripción más detallada de la selección del sistema de adquisición de datos, así como también la selección de los sensores. En este capítulo se pretende entonces detallar cada módulo, así como las características exactas tanto de origen como técnicas de los materiales y

elementos adquiridos para formar los mencionados módulos que serán necesarios para la fabricación del banco de pruebas.

El módulo número uno se constituye de los siguientes materiales que a continuación se detalla incluyendo el proveedor y las características de los distintos elementos.

Tabla 5.1.2 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo uno

1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument
1	Tarjeta USB
1	Cable USB tipo A - B

Tabla 5.1.3 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo dos

1	Sensores de Presión
1	Sensor de Temperatura
1	Transductor de temperatura
1	Cola de chancho
1	Termopozo
1	T de alta presión 1 plg
1	Reducción 1/2 a 3/4 plg
1	Reducción 3/4 a 1 plg

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

	LÍNEA DE SUCCIÓN
1	Tanque de reserva
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4

1	Bushing de 3/4 a media
---	------------------------

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

1	Universal de media para retirar el filtro
1	Neplo de 30 cm de 1/2
2	Neplos corridos
2	Codos de 1/2 x 90
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
	LÍNEA DE RETORNO
1	Neplo de 1/2 de 16 cm
1	Codo de 1/2
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2
1	Neplo corrido de 1/2
1	Bushing de 3/4 a media
2	Codo cachimba de 3/4
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa
1	Manómetro de saturación
1	Respiradero
	LÍNEA DE DRENAJE
1	Válvula de bola de 1/2
1	Tapón de 1/2

2	Bushing de 3/4 a media
1	T de 3/4
1	Neplo corrido de 1/2
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC
1	Visor de Nivel (con termómetro)

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres.

	LINEA DE PRESION
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
2	T de 1/4
1	Neplo corrido de 1/4
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4
1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6
1	Bomba Haldex 1,5 GPM
1	Acople Lovejoy L-090
1	Campana
1	Motor WEG 3 HP
1	Base motor-bomba
1	Soporte de bomba
1	Protector de la Campana
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT

Tabla 5.1.5 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cuatro

1	Case
1	Adaptador de 24 V DC

1	Tablero eléctrico de control y Potencia
---	---

Tabla 5.1.6 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco

4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46 (15 galones)
1	Rollo de cinta teflón
1	Permatex

Características del los instrumentos:

Tarjeta de Acondicionamiento de Señal que se acopla a la tarjeta DAQ para USB de la N.I.:

La señal de salida de la tarjeta de acondicionamiento deberá estar dentro del rango de entrada de nuestra DAQ que es de 1 a 20 voltios, si nuestro rango calibrado para el sensor de temperatura es de 0°C a 200°C, emitiendo 4 a 20 mA respectivamente, y tomando en cuenta que nuestro rango de temperatura a sensor no podrá ser mayor a 100°C, se estará usando así un rango de amperaje de 4 a 15 o 16 mA, por lo que nuestra señal de salida en voltaje no deberá ser tan amplio con la finalidad de obtener mayor precisión.

La tarjeta de desacoplamiento de señal posee dos entradas analógicas para captar la señal emitida por el sensor de presión, y la emitida por la termocupla y tres señales tipo relé para las cargas o control del proceso (motor y válvula solenoide), trabajando con una fuente de ± 12 voltios. Su función principal es la protección de la tarjeta de la 6008, y la transformación de las señales de los sensores de 4 - 20 mA a 0 – 5 voltios respectivamente.

La protección que entrega este dispositivo está basada en el uso de octoacopladores, evitando que cualquier pulso de corriente no deseado no afecte la tarjeta 6008.

Así se compone básicamente de:

- Dos octoacopladores trabajando en la zona lineal de 4 a 20 mA, captando la señal emitida por los sensores, protegiendo la tarjeta y convirtiendo dicha señal a emisiones de luz. Transformando así la señal de amperaje a voltaje.
- Tres octoacopladores trabajando en corte y saturación (prendido o apagado) con el fin de proteger y controlar tanto el encendido y apagado del motor así como a la válvula solenoide.
- El uso de Leds ayudará a establecer si existe algún tipo de defecto en la transmisión de señal, prendiéndose o apagándose en función de mal o buen funcionamiento respectivamente de dicha transmisión.
- Amplificadores operacionales, cuya función principal es la de otorgar una señal más fuerte, a partir de una señal débil que llega al dispositivo.
- Potenciómetro, que ayudará a calibrar la señal receptada en la tarjeta emitida por los sensores para transformarla a voltaje. En otros términos se calibrará para 4 mA - 0 voltios y para 20 mA - 5 voltios, voltajes con los que trabaja la tarjeta la tarjeta USB 6008.
- Comparador, cuya función será la de emitir un voltaje de salida establecido previamente, en función de la comparación de dos señales de entrada.
- Amplificador diferencial unitario, igualmente recibirá dos señales, emitiendo una señal de salida en función de sus entradas, solamente de + 12 o – 12 voltios.
- Amplificador con ganancia, (potenciómetro varía la ganancia).

Todo este proceso está formado con la finalidad de proteger, tratar y emitir una señal óptima de voltaje.

Características de los sensores:

Sensor de presión:

Descripción: Transductor de rangos de presión de media y alta.

Aplicación: Evalúa la presión en medios húmedos o secos, incluidos así también ambientes donde existe vapor y ambientes donde existen fluidos ligeramente corrosivos o gases en: refrigerantes, calderas, bombas, compresores, tanques de niveles, y otras como equipamiento en sistemas de aire acondicionado, y es compatible para transmitir sus salidas a cualquier controlador analógico electrónico.

Características:

- Su señal es condicionada.
- Compensación de temperatura
- Posee una larga vida de uso.
- Es de un tamaño compacto.
- Su fuente de consumo es baja.
- Está calibrado a la presión requerida.
- La conexión al proceso es de acero inoxidable.



Figura 5.1.1 Sensor de Presión

Especificaciones:

Eléctricas:

Fuente de poder	10 – 30 VDC.
Fuente de consumo	30 mA.

Desempeño del sensor:

Medio en donde

se sensa: Puede húmedo o seco, compatible con 17 – 4 PHJ del acero inoxidable.

Elemento del sensor: Galga extensiométrica de diafragma.

Compensación: Está incorporado a resistir temperatura de trabajo y señal condicionada.

Rangos: 32°F a 130°F (0°C a 55°C)

Precisión: < ± 1% en toda la escala.

Estabilidad: < ± 0,25% en toda la escala.

Presión de Trabajo: 17,23 MPa (2500 psi)

Sobre presiones: dos veces el rango de presión usado.

Tipo de control:

General: Es una señal de salida análoga continua.

Salida análoga: 4-20 mA, dos alambres o 1-5 VDC

Requerimientos para funcionamiento:

Corriente de salida: Máxima resistencia hasta 1.100 Ω a 24 VDC.

Medio Ambiente:

Ambiente Permitido:

- Humedad: 0 – 99 % RH.

- Temperatura de trabajo: -4°F a 185°F (-20°C – 85°C).

Estructura Física:

- Material: Acero Inoxidable.
- Color: Plata.
- Protección: NEMA 4.
- Instalación: Rosca para unión a tubería.

Dimensiones: Ø 7/8 x 2,2 pulgadas.

Conexiones de cables: Dos alambres que de acuerdo a su color se establece el código.

Tamaño de los cables: 22 AWG

Conexión de presión: ¼ pulgadas macho.

Masa: 0.15 kg.

Instalación:

Este modelo es bajo en costo para aplicaciones en ambientes húmedos secos. Este transductor esta apto para trabajar hasta temperatura de 100 °C, dando como resultado con los 2 alambres, de 4-20 mA de salida con el 1% de precisión.

Localización:

El sensor tiene protección NEMA 4 que indica que debe trabajar en un ambiente libre de vibración.

Conexión al sistema:

Este tipo de sensor posee una conexión de ¼ de pulga NPT, se deberá usar teflón para la conexión.

Conexión Eléctrica:

Mecanismo de 2 alambres con salidas de 4-20 mA.

Alambre rojo = Positivo +.

Alambre Negativo = Negro -.

No se debe exceder la especificación de fuente de suministro de voltaje.

Conexión con dos alambres:

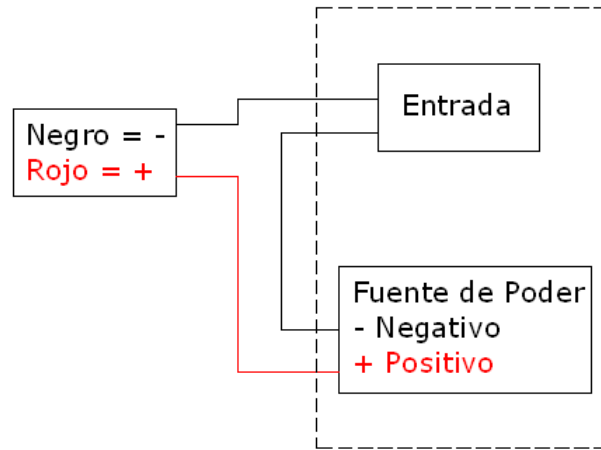


Figura 5.1.2 Instalación sensor de Presión.

Sensor de temperatura:

Termocupla Tipo J

Es un termopar que se basa en la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones se mantienen a distinta temperatura, esta corriente puede calentar el termopar y afectar la precisión en la medida de la temperatura. El termopar tipo J, de hierro-constantan es adecuado en atmósferas con escaso oxígeno libre.

Características técnicas:

Su intervalo de medida es de -40°C a 750°C.

Transmisor:

Transmisor universal de dos alambres Exttech modelo 405000.

Es usado como transmisor para diferentes tipos de termocuplas, y RTDs, su rango de entrada puede ser configurado de acuerdo a su aplicación, tiene una señal de

salida con dos alambres de 4-20 mA para termocuplas. Construido con plástico ABS, resistente y duro.

Especificaciones:

Tabla 5.1.7 Especificaciones técnicas Transmisor

Entrada	Señales de termocuplas tipo J o K
Salida	4-20 mA
Impedancia de entrada	1 Mohm
Corriente de excitación	0,23 mA
Fuente de poder	12 – 45 VDC
Capacidad de carga	600 ohms max.
Precisión	0,1% de la escala total
Linealidad	0,06% de la escala total
Temperatura de Trabajo	-4 a 158°F (-20 a 70°C)
Dimensiones	43,18 mm de diámetro y 25,4 mm de alto
Masa	0,05 kg

Descripción:

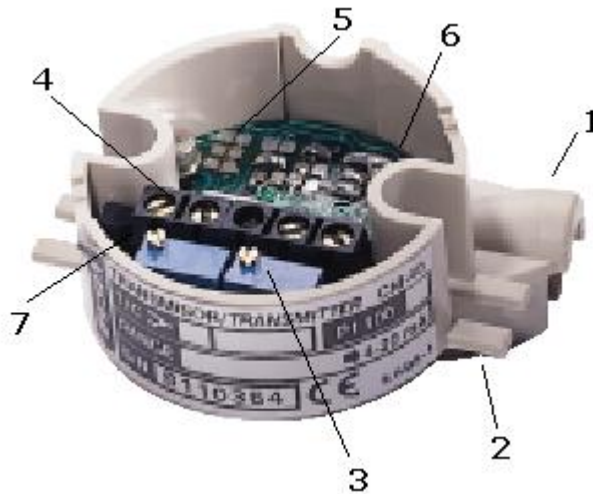


Figura 5.1.3 Transmisor universal Extech

1. Cobertor de protección.
2. Agujeros de montaje.
3. Potenciómetro.
4. Conexiones para alambres.
5. Puentes soldados para diferentes rangos.
6. Tornillo para remover el circuito.
7. LED (aumenta la intensidad de salida del transmisor).

Montaje:

El transductor Extech 405000 puede ser montado con una distancia entre la cabeza de los tornillos sujetadores máxima de 33 mm hasta 46mm, los tornillos no deberán tener una cabeza de diámetro mayor a 6.8 mm.

Instalación:

1. Chequear que la medición de la temperatura probada corresponda al rango de configuración para el cual va a trabajar el transductor.
2. La distancia máxima entre agujeros para el montaje no deberá sobrepasar los 33 mm. El diámetro interior de la caja donde van apoyados los tornillos debe ser de al menos 43 mm.
3. Para cabezas de tornillos de 43mm cortar las ranuras. Para cabezas de tornillos más grandes, no cortar si no es necesario.

4. Montar el modelo 405000 para que los alambres calcen fácilmente a través de la base y la señal del cable pueda calcar igualmente entre la tapa y el cuerpo del transductor.
5. Asegurarse de la polaridad de los alambres del sensor para tener una señal óptima y chequear que los tornillos estén bien ajustados.

Precauciones:

Con el fin de evitar que los alambres topen el circuito, quitar la tapa para observar que no esta sucediendo lo mencionado anteriormente y verificar.

Evitar humedad directa al transmisor, ambientes corrosivos, temperaturas sobre los 50 °C, vibraciones, radiaciones electro magnéticas, radio frecuencias, y altos voltajes.

Cableado:

Es muy importante comprobar que el rango de temperatura que se va a sensor coincida con los rangos establecidos por el cliente para que la calibración del transmisor sea la correcta. El siguiente gráfico muestra los conectores:

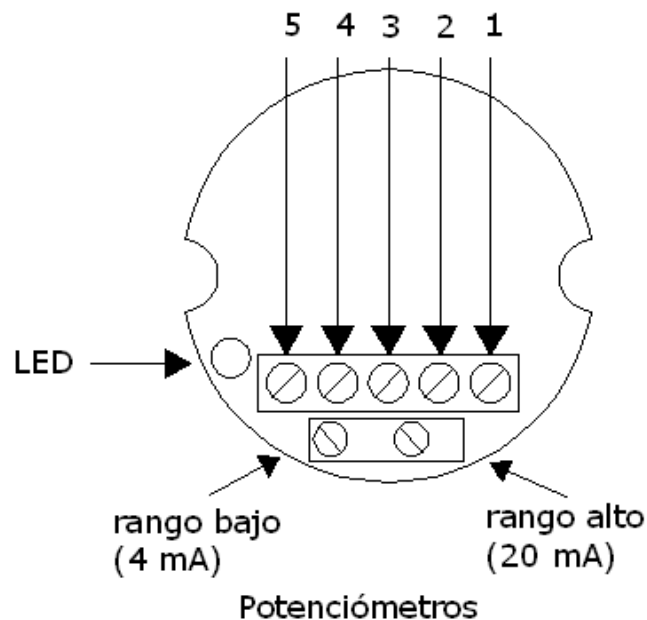


Figura 5.1.4 Montaje Transmisor Exttech

Es muy importante tener en cuenta que los alambres de la termocuplas están representados por: color blanco = +, y color rojo = -.

Para conectar la termocupla al dispositivo transmisor se deberá:

1. Conectar a la terminal 1 del transmisor, el cable de color rojo que es el polo negativo de la termocupla tipo J seleccionada y al terminal 2, el cable de color blanco. (se puede usar extensiones de alambres de termocupla para adaptarlas al transmisor).

No se debe conectar el sensor de temperatura y la fuente de potencia a tierra, solo conectar uno de los dos a tierra para evitar errores.

2. Conectar las salidas de 4 a 20 mA. a los terminales 5 el polo negativo y al terminal 4 el polo positivo.

A continuación se muestra un gráfico explicativo:

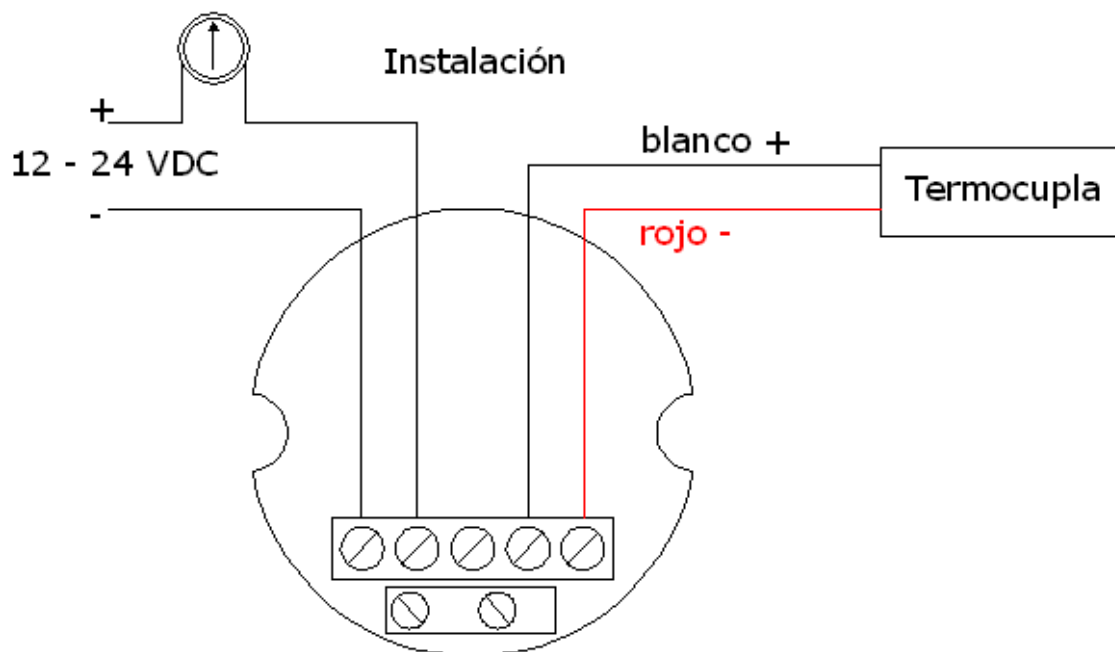


Figura 5.1.6 Instalación Transmisor Exttech

Configuración:

Los rangos de entradas del transmisor 405000 pueden ser reconfigurados quitando o soldando con estaño los puentes del circuito, así por ejemplo para la termocuplas tipo J, existen cuatro rangos de temperaturas para las cuales se puede calibrar el transmisor, para las termocuplas tipo K, existen 3 rangos, para las Pt100 RTDs existen 40 rangos.

Calibración:

La tabla que se presenta a continuación corresponde a los puentes del transmisor que se deben existir, los mismos que se encuentran marcados de acuerdo al número de puente (total 16).

Tabla 5.1.8 Calibración Transmisor para termocupla tipo J rango 0-200 °C

°C	<i>Termocupla Tipo J</i>															
	1	2	3	5	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
0 - 200		●		●	●	●							●	●		
0 - 400		●		●	●	●								●		
0 - 600		●		●	●	●						●				
0 - 800		●		●	●	●										

De acuerdo a la tabla anterior se deberá escoger el rango más aproximado para nuestra aplicación que es de 0 -200 °C, por lo que el transmisor quedará calibrado de acuerdo al siguiente gráfico:

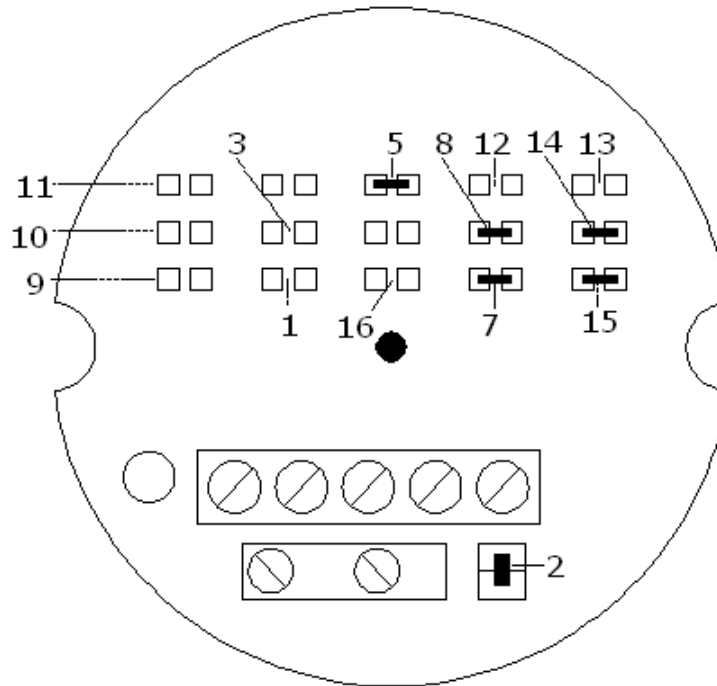


Figura 5.1.7 Calibración Transmisor para termocupla tipo J rango 0-200 °C

5.2 MONTAJE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

La construcción del banco de pruebas para cilindros hidráulicos de doble efecto consistió en la edificación preliminar de cada uno de los módulos, y elementos de cada módulo respectivamente, que constituyen el banco.

A continuación se detallan los módulos:

Tabla 5.2.1 Descripción de los módulos que componen en el banco

Módulos:	Descripción:
1	Sistema de Adquisición de Datos.
2	Sensores (incluye elementos de adaptación al proceso).

3	Sistema Hidráulico.
4	Sistema Eléctrico de Potencia.
5	Otros.

Cada módulo se detalla a continuación en función de los elementos correspondientes.

MODULO UNO:

Tabla 5.2.2 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo uno

1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument
1	Tarjeta USB
1	Cable USB tipo A - B



Fig. 5.2.1 Tarjeta de adquisición de datos National Instrument

Cada elemento usado en este módulo se encuentra dentro del tablero de instrumentos al que fueron adaptados de acuerdo a su tamaño, tipo de conexiones y evitando que exista interferencia eléctrica entre cada elemento.

MODULO DOS:

Tabla 5.2.3 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo dos

1	Sensores de Presión
1	Sensor de Temperatura
1	Transductor de temperatura
1	Cola de chanco
1	Termopozo
1	T de alta presión 1 plg
1	Reducción 1/2 a 3/4 plg
1	Reducción 3/4 a 1 plg

Los elementos usados en este módulo fueron adaptados al sistema de acuerdo a las necesidades de medición del banco (presión y temperatura).

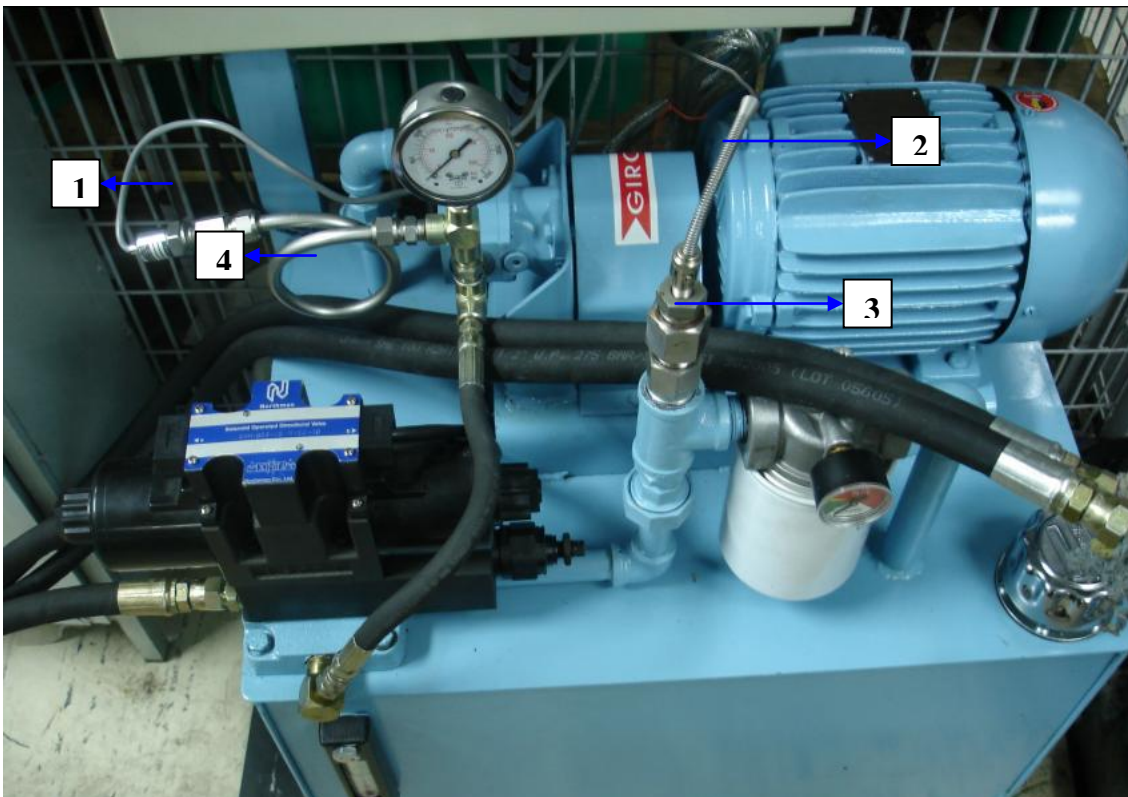


Fig. 5.2.2 Sensores del banco

Tanto el sensor de presión (ítem 1 de la Fig.) como la termocupla tipo J (ítem 2 de la Fig.) están previstos de su respectivo sistema de protección. Es así que el termopozo (ítem 3 de la Fig.) fue adaptado a la línea de retorno con la finalidad de garantizar protección y durabilidad a la termocupla tipo J, al igual que la “denominada” cola de chancho (ítem 4 de la Fig.) al sensor de presión.

MODULO TRES:

El módulo tres hace referencia a la línea de succión como tal, todos y cada uno de los elementos han sido unidos mediante teflón y permatex hasta llegar al ajuste óptimo para su unión.

Tabla 5.2.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

	LINEA DE SUCCION
1	Tanque de reserva
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4
1	Bushing de 3/4 a media
1	Universal de media para retirar el filtro
1	Neplo de 30 cm de 1/2
2	Neplos corridos
2	Codos de 1/2 x 90
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ



Fig. 5.2.3 Tanque de reserva

A continuación se detallan los elementos y orden en el que están dispuestos dentro del banco de pruebas.



Fig. 5.2.4 Línea de Succión

A continuación se detallan los elementos constituyentes de la línea de retorno:

Tabla 5.2.4 Continuación.

	LINEA DE RETORNO
1	Neplo de 1/2 de 16 cm

1	Codo de 1/2
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2
1	Neplo corrido de 1/2
1	Bushing de 3/4 a media
2	Codo cachimba de 3/4
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa
1	Manómetro de saturación
1	Respiradero



Fig. 5.2.5 Línea de Retorno



Fig. 5.2.6 Respiradero

Al igual todos y cada uno de los elementos del banco fueron unidos mediante teflón y permatex hasta llegar al ajuste óptimo para su unión.

Se detallan ahora todos los elementos faltantes que constituyen tanto la línea de drenaje y presión y las principales fotos:

Tabla 5.2.4 Continuación.

LINEA DE DRENAJE	
1	Válvula de bola de 1/2
1	Tapón de 1/2
2	Bushing de 3/4 a media
1	T de 3/4
1	Neplo corrido de 1/2
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC
LINEA DE PRESION	
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
2	T de 1/4
1	Neplo corrido de 1/4
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4

1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6
1	Bomba Haldex 1,5 GPM
1	Acople Lovejoy L-090
1	Campana
1	Motor WEG 3 HP
1	Base motor-bomba
1	Soporte de bomba
1	Protector de la Campana
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT



Fig. 5.2.7 Acople Lovejoy L-095



Fig. 5.2.8 Motor WEG 3 HP

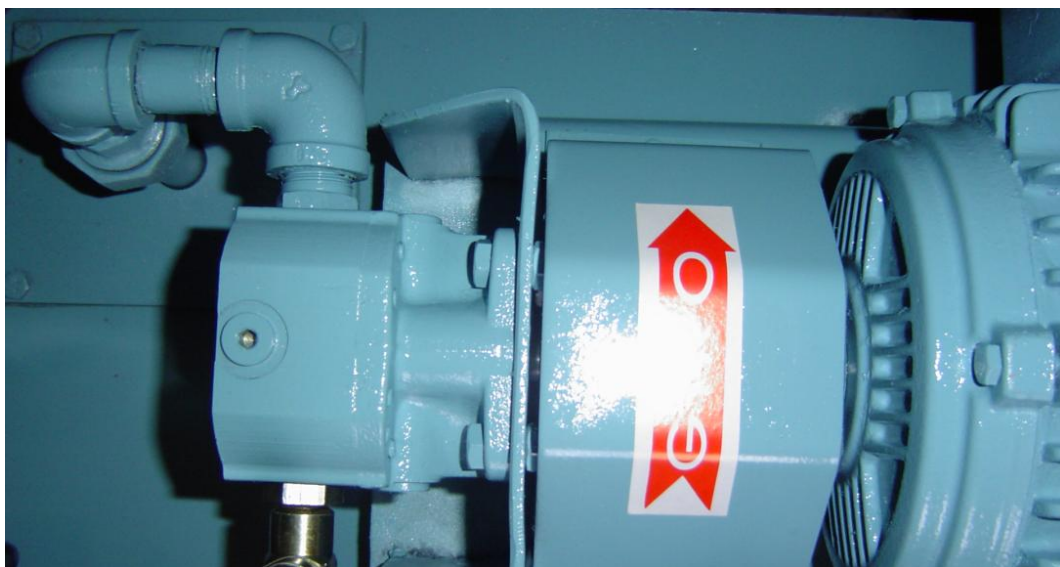


Fig. 5.2.9 Campana

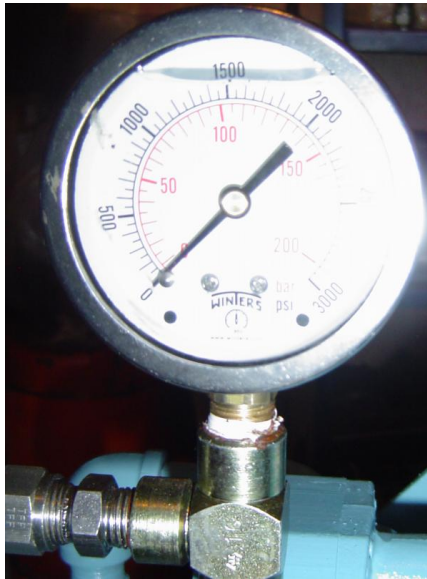


Fig. 5.2.10 Manómetro glicerina 0 - 3000 psi

MÓDULO 4:

Tabla 5.2.5 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cuatro

1	Case
1	Adaptador de 24 V DC
1	Tablero eléctrico de control y Potencia

La siguiente figura corresponde al tablero eléctrico-electrónico en el que se visualizan los elementos principales para el control del banco.

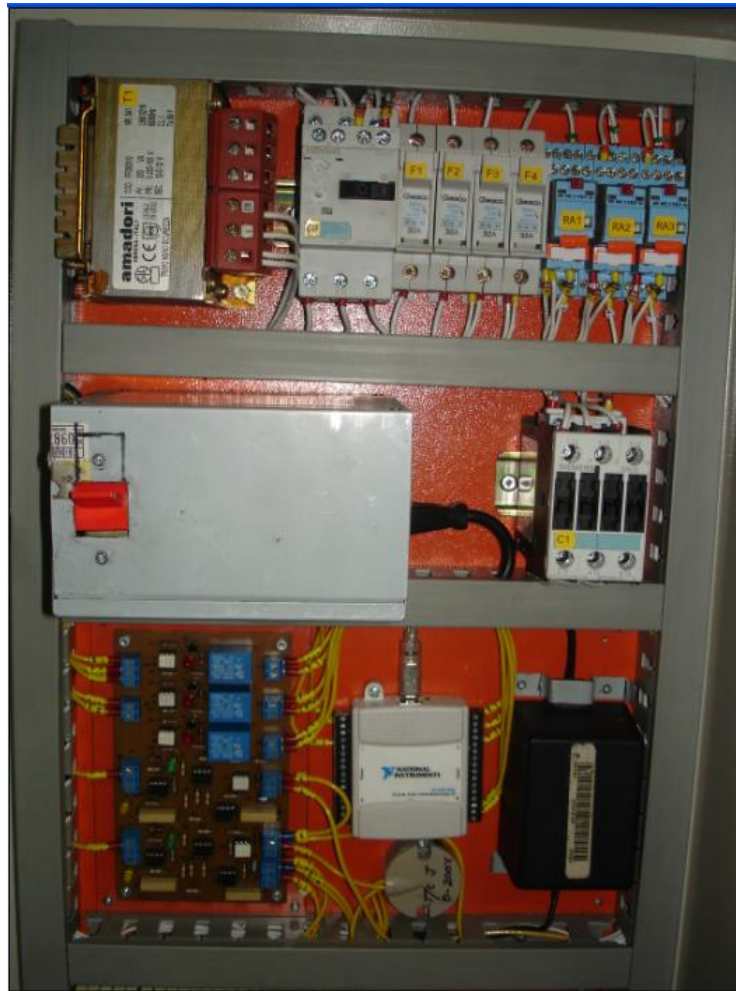


Fig. 5.2.11 Tablero de control

OTROS

Tabla 5.2.6 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco

4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46
1	Rollo de cinta teflón
1	Permatex

En el montaje de todo sistema debe cuidarse de varios elementos como es el motor de accionamiento, la bomba, los filtros de aspiración y retorno, las válvulas de seguridad, los manómetros, depósito, etc.

El **depósito** debe dimensionarse adecuadamente de acuerdo con el caudal de la bomba y de la mayor o menor dificultad de evacuación de calor del sistema. Los depósitos sirven también para liberar las burbujas de aire atrapadas en el seno del aceite y que proceden de las bombas y de las líneas de retorno. El depósito o tanque debe mantener la temperatura del aceite, para los casos más normales, entre unos 50 y 65°C aproximadamente.

El depósito debe protegerse interiormente con una pintura resistente al aceite y de color blanco o color claro, con objeto de poder apreciar mejor las posibles partículas residuales y la suciedad que arrastre el aceite.

Las tuberías de aspiración de la Bomba y las de retorno general del circuito deben montarse alejadas entre sí todo lo posible, con el objeto de evitar turbulencias del fluido en las líneas de aspiración.

Las tuberías de retorno y las de drenaje de las válvulas deben finalizar dentro del depósito y por debajo del nivel mínimo de aceite, para que siempre se encuentren llenas de líquido.

El depósito debe proyectarse de tal manera que sean perfectamente visibles con claridad los niveles de aceite, y también accesibles, el tapón de llenado, el tapón de drenaje del sistema y el filtro de retorno, si dentro del circuito se monta este tipo de filtros. Es necesario también proyectar el circuito de tal manera que se desmonte sin excesiva dificultad la tapa del depósito, con el objeto de proceder a la limpieza de su interior de forma periódica y a la limpieza del filtro de aspiración. Si sobre el depósito va montado el motor y la bomba de accionamiento del sistema, es conveniente apoyar el circuito sobre soportes anti-vibratorios con

objeto de no transmitir las vibraciones que estos elementos originan a la máquina y al entorno de la misma, para reducir la contaminación del ruido.

En cuanto a **tuberías y racores**, debe procurarse se encuentren perfectamente limpios y libres de rebabas, cascarillas de soldadura, oxido y otros elementos perjudiciales.

Tanto las tuberías rígidas como las flexibles deben montarse bien alineadas y sujetas mediante las correspondientes bridas. Al montar éstas debe procurarse no obligar demasiado a los tubos a ocupar una determinada posición, ya que pueden crearse tensiones adicionales que perjudiquen a la resistencia del material de las propias tuberías.

Al montar los racores sobre los respectivos elementos del circuito, es preciso cuidar que el espárrago roscado de los mismos no haga tope en el fondo del agujero, ya que con ello no se garantizaría la total estanqueidad. Si se utiliza cinta teflón debe cuidarse también el posible desprendimiento de trozos de ésta.

Las tuberías de retorno del circuito deben dimensionarse de tal manera que no se originen en el retorno contrapresiones no permitidas. Tales tuberías deben finalizar bajo el nivel de aceite del depósito con el objeto de que siempre se encuentren llenas de fluido.

Las tuberías de aspiración de las bombas deben dimensionarse generosamente para que la aspiración tenga lugar sin depresiones que perjudiquen el buen funcionamiento de la bomba. Sobre todo debe evitarse la entrada de aire garantizando la estanqueidad del tramo comprendido entre el extremo del tubo y la mencionada bomba.

Las tuberías de drenaje de componentes tales como electroválvulas, reguladores, manómetros, sensores, presostatos y otros aparatos, se montaran de forma tal que queden, al final de las mismas, por encima del nivel de aceite del depósito, y montadas si es posible, al menos con una ligera inclinación con objeto de facilitar el drenaje.

Las **bombas y motores** de accionamiento deben montarse bien alineados, si tal montaje se lleva a cabo con los ejes en prolongación. Siempre que ello resulte la

unión se realizará a través de acoplamientos elásticos. Si el motor y la bomba son de fijación por patas, será preciso mecanizar el asiento de ambos con objeto de facilitar la alineación mencionada.

Si la transmisión del motor y de la bomba se hace mediante correas, será preciso también controlar el tensado de la misma con objeto de no crear tensiones innecesarias de flexión en los ejes de ambos componentes y a la vez sobrecargar los rodamientos y cojinetes de apoyo.

En lo posible, y si el montaje de la bomba se hace fuera del depósito y sobre un soporte común al del motor, se aislará todo el conjunto de las posibles vibraciones y ruido mediante la utilización de soportes antivibratorios.

Respecto a **válvulas direccionales, de regulación, de control, de bloqueo**, en el montaje de cualquier elemento oleohidráulico del sistema deben eliminarse los tapones de las vías de conexión de tuberías, inmediatamente antes de proceder al montaje, para evitar con ello la penetración de suciedad en el interior de los mismos. Si el montaje no se realiza en ese momento, es preciso volver a tapar las mencionadas vías hasta que se instalen tales elementos de forma definitiva.

En virtud de que estos componentes se construyen con piezas que poseen unas tolerancias de fabricación muy estrechas, sobre todo en las válvulas. Ello significa que todos estos elementos deben montarse sobre bases perfectamente rígidas y planas, con objeto de al ser atornilladas en sus correspondientes emplazamientos, no sufran deformaciones de ningún tipo. Los tornillos de sujeción también deben ser atornillados sin excesivos pares de apriete, por la misma razón.

Generalmente todos estos componentes pueden montarse en cualquier posición, pero es conveniente que las electroválvulas de corredera se monten en posición horizontal, con el objeto de que trabajen los electroimanes de una forma más

equilibrada, ya que de esta forma el peso propio de la corredera apenas influye en el funcionamiento.

Debido a que el montaje de estos componentes no requiere una posición fija y determinada, como ocurre, por ejemplo, con los actuadores y con los captadores de información del circuito, se procurará que los aparatos susceptibles de ser manipulados durante el funcionamiento normal de la máquina, como ocurre con los reguladores de caudal, con los de presión, etc., queden montados del tal manera que el control de caudal o de la presión se lleve a cabo de la forma más cómoda posible.

Lo mismo cabe decir de otros dispositivos de control del sistema como los presostatos, los manómetros, los termómetros, etc., que deben ser instalados de forma tal que puedan ser visibles a distancia y por supuesto también accesibles. En el caso de los manómetros, y si éstos se encuentran en funcionamiento permanente, cuando ello sea posible se aislará con la correspondiente válvula de tres vías para evitar la fatiga del mecanismo y la de la aguja indicadora cuando no sea necesario observar la presión del circuito de forma continuada.

Se procurará que las conexiones eléctricas a los bornes de los aparatos se consigan con la hermeticidad adecuada, para que las posibles salpicaduras no causen ningún problema.

Si es posible, los conductores eléctricos se canalizarán por el interior de regletas para que el conjunto de cables quede mejor protegido y el montaje presente también el mejor aspecto.

Instalación de los tubos flexibles:

En la instalación de tubos flexibles hay que atenerse a las seis normas básicas siguientes:

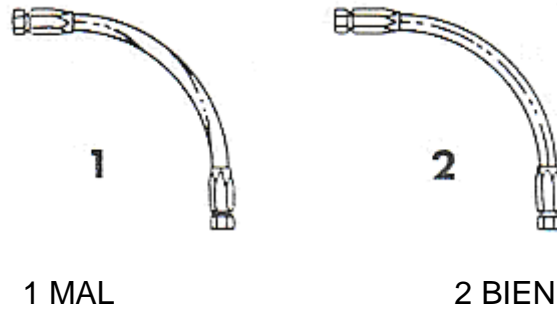


Figura 5.2.14 Instalación correcta tubos flexibles – torsión.

Apriétese el racor sobre el tubo y no el tubo sobre el racor.

4. Evítense las rozaduras.- Fíjese el tubo mediante abrazaderas para que no pueda rozar por el movimiento de las piezas. Si no basta con esto, protéjase el tubo por medio de una coraza metálica.

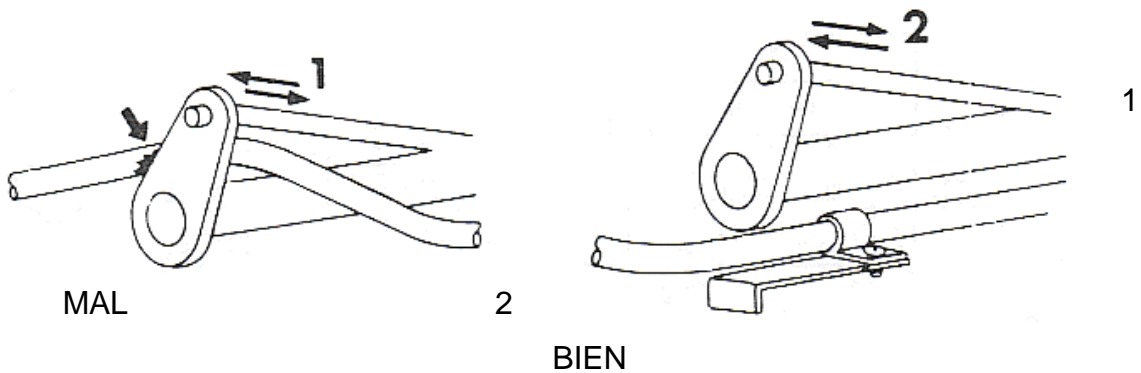


Figura 5.2.15 Instalación correcta tubos flexibles –rozaduras.

5. Evítense el calor.- Manténgase los tubos alejados del colector de escape y otras superficies calientes. Si el tubo no se puede alejar de estas zonas, protéjase con una pantalla.

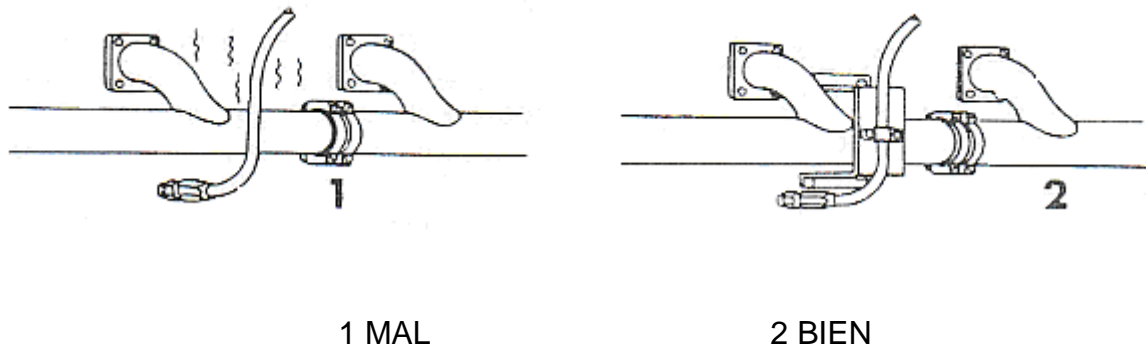
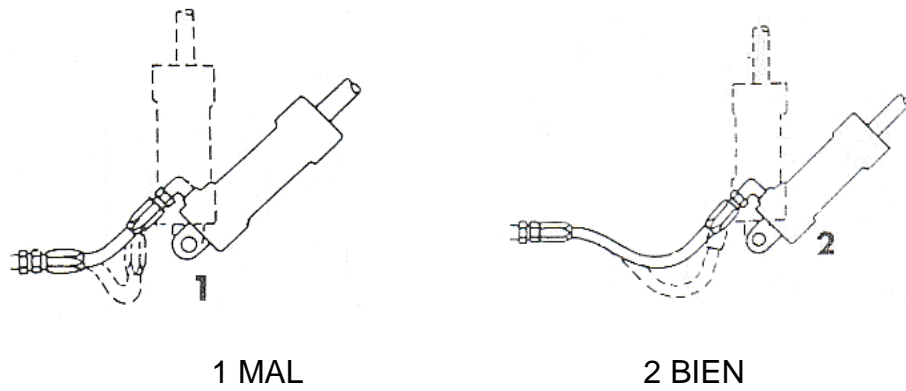
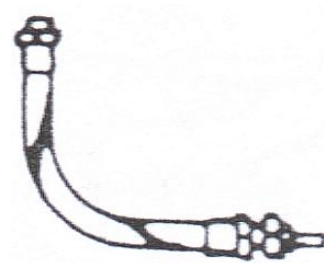
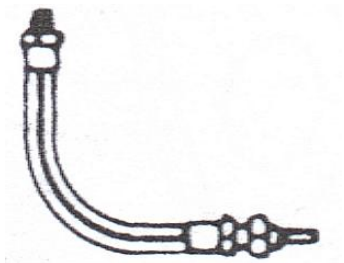
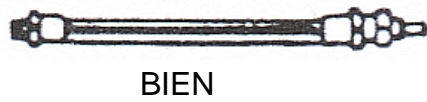


Figura 5.2.16 Instalación correcta tubos flexibles – calor.

6. Evítese las angulaciones agudas.- El ángulo mínimo que puede formar el tubo depende de su fabricación, sección y presión a que trabaja.



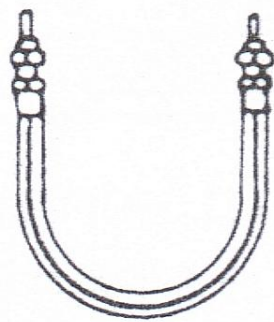
Instalación de Tubos:



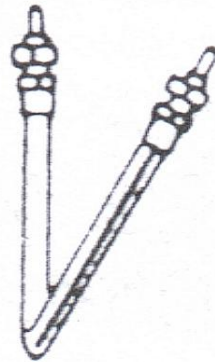
BIEN

MAL

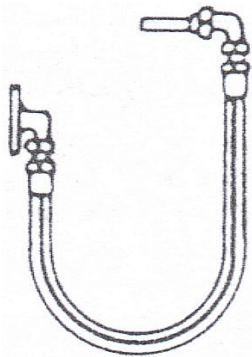
Instalación de Tubos:



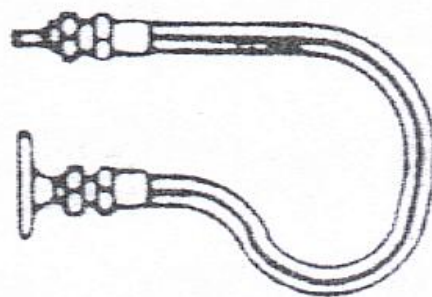
BIEN



MAL



BIEN



MAL

Figura 5.2.17 Instalación correcta tubos flexibles –angulaciones.

5.3 LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS DENTRO DEL BANCO DE PRUEBAS.

Probablemente, la ayuda mayor para la localización averías proviene de la confianza que da el conocimiento del sistema. Puesto que cada uno de sus componentes tiene una finalidad determinada, debe entenderse completamente su construcción y características de funcionamiento. Por ejemplo, el saber que una

electroválvula distribuidora puede ser accionada manualmente puede ahorrar un tiempo considerable en el desmontaje del solenoide defectuoso.

Es también importante conocer las capacidades del sistema. Cada uno de sus componentes tiene un caudal, par, o presión nominales máximos. Si se hace funcionar el sistema a valores más elevados, se aumenta muchísimo la posibilidad de fallos.

Deben conocerse y comprobarse siempre con un manómetro, las presiones correctas de funcionamiento del sistema. El esquema del circuito hidráulico debe llevar siempre anotadas estas presiones. En caso negativo, hay que suponer que la presión correcta de funcionamiento es la más baja que permita un racionamiento adecuado del sistema y sea inferior a la presión nominal máxima de los componentes y de la máquina. Una vez hayan sido establecidas las presiones correctas, hay que anotarlas en el esquema hidráulico futuras referencias.

La comprensión del sistema incluye también el conocimiento adecuado de las señales de mando y niveles de realimentación.

Un proceso que no parece complicado como volver a colocar un sistema o el cambio de una pieza de un componente puede originar problemas. Los puntos que se comentan a continuación pueden ayudar a evitar complicaciones innecesarias.

- Cada componente del sistema debe ser compatible con los otros elementos del mismo. Como ejemplo, colocar un colador no adecuado a la entrada de una bomba puede originar cavitación con el daño consiguiente para la máquina.
- Todas las tuberías deben dimensionarse correctamente y estar libres de curvaturas restrictivas. Una tubería subdimensionada o con restricciones origina una pérdida de presión.

- Algunos componentes deben instalarse en una posición específica, con relación a otros componentes o tuberías. Por ejemplo, la carcasa de una bomba de pistones en línea, debe de estar siempre llena de fluido para fines de lubricación.
- Aunque no es esencial para el funcionamiento del sistema, la colocación de puntos adecuados de comprobación para lecturas de manómetro, facilita también la localización de averías.

La capacidad para reconocer indicadores de problemas en un sistema determinado se adquiere usualmente mediante experiencia. Para ayudar a este proceso, hay que analizar el sistema y desarrollar una secuencia lógica para los ajustes de las válvulas, fines de carrera mecánicos, enclavamientos, y controles eléctricos. Frecuentemente, puede conseguirse el seguimiento de los caudales escuchando su paso por las tuberías o palpándoles para un calentamiento excesivo.

Trabajando regularmente con el sistema, puede desarrollarse una guía de causa y efecto de las averías, similar a las tablas que se presentan en este apéndice. El tiempo inicial invertido en este proyecto puede ahorrar posteriormente muchas horas de paro del sistema.

Aunque la localización y reparación de las averías son una parte normal del funcionamiento de un sistema, el tiempo de parada puede minimizarse realizando regularmente un sistema sencillo de mantenimiento basado en los tres puntos:

- Mantener una cantidad suficiente de fluido hidráulico correcto que esté limpio y tenga la viscosidad adecuada.
- Cambiar y limpiar frecuentemente los filtros y coladores.
- Mantener las conexiones lo suficientemente apretadas de forma que el aire no pueda penetrar en el sistema, pero sin distorsionarlas.

5.4 MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS.

5.4.1 DIAGNÓSTICO DE LAS FALLAS.

Tanques o depósitos

Temperatura elevada. Causas:

- No hay suficiente refrigeración.
- El reservorio no disipa suficiente calor.

Aceite contaminado. Causas:

- Circuito contaminado.
- Filtro ambiente defectuoso.
- Tuberías o circuitos obstruidos.

Emulsión. Causas:

- Aceite inadecuado.
- Depresión en el depósito.
- Tubería de retorno encima del nivel de aceite.
- Cavitación.
- Entrada de aire.

Bombas y motores

La bomba o el motor hacen ruido. Causas:

- Entrada de aire por la aspiración.
- Cavitación.
- Obstrucción o aplastamiento del tubo de aspiración.
- Filtro de aspiración obstruido.

- Aceite demasiado caliente.
- Mala calidad del aceite o alta temperatura.
- Nivel de aceite bajo.
- Bomba o motor con piezas gastadas.

La bomba o el motor se calientan. Causas:

- Refrigeración inadecuada.
- Cavitación.
- Circuito parcialmente obstruido.
- Presión muy elevada.
- Velocidad de giro elevada.
- Bomba o motor gastados.
- Poco margen entre la presión de ceteado y la de trabajo.
- Filtro obstruido.

La bomba no eleva presión. Causas:

- Válvula de seguridad averiada o bloqueada.
- Eje de la bomba roto.
- Mala transmisión, motor eléctrico o mecánico bomba.
- Fugas grandes en el circuito.
- Válvulas defectuosas entre la bomba y el reservorio.
- Mala regulación de válvulas.

La bomba no da caudal o poco. Causas:

- Eje de la bomba roto.
- Entrada de aire por la aspiración.
- Nivel de aceite bajo o muy viscoso.
- Sentido de giro invertido (cambiar una fase).

- Filtro ambiente obstruido.
- Bomba descebada.
- Aire en el circuito.

Fugas en la bomba y el motor. Causas:

- Mala estanqueidad en los retenes.
- Fugas en el cuerpo.
- Mala estanqueidad de juntas.
- Cartuchos o piezas internas gastadas.

El motor no gira. Causas:

- Le llega poco caudal.
- Fugas internas o en el drenaje.
- Par bajo.
- Motor inadecuado.
- Carga inadecuada.

El motor no gira uniforme. Causas:

- Fugas internas.
- Motor gastado.
- Carga inadecuada.

El motor gira más lento que el caudal que le llega. Causas:

- Fugas internas.
- Presión de entrada baja.
- Demasiada temperatura.

Cilindros

Cilindro agarrotado. Causas:

- Suciedad en le circuito.
- Deformación vástago.
- Entrada de impurezas.
- Ha recibido algún golpe.
- Montaje inadecuado.

Funcionamiento a tirones. Causas:

- Presión y caudal irregular.
- Esfuerzos desiguales.
- Aparatos de regulación averiados.

Falta de fuerza. Causas:

- Comunicación juntas pistón.
- Reguladores de presión mal tarados.
- Agarrotamiento en vástago.
- Mal sistema de anclaje.

Filtros

Filtración inadecuada. Causas:

- Filtros obstruidos.
- Filtros de poca eficacia.
- Mantenimiento inadecuado.
- Demasiada suciedad en el aceite.
- Al estar el cartucho obstruido se abre la válvula antiretorno y el aceite pasa sin filtrar.

Tuberías

Vibraciones. Causas:

- Caudal pulsatorio bomba.

- Aire en el circuito.
- Regulación de presión inestable.
- Cavitación.
- Resonancia elementos mecánicos circuito.
- Tuberías mal fijadas.

Mala estanqueidad. Causas:

- Juntas gastadas o mal colocadas.
- Racores flojos.
- Tuberías con tensiones.
- Mala instalación.

Averías de los tubos flexibles:

Siempre que un tubo flexible se averíe prematuramente, se tiene que examinar detenidamente en busca de: grietas, pinchazos, rozaduras calentamiento, torsión longitudinal inadecuada o tipo inadecuado para el trabajo que realiza.

Grietas.- no siempre indica que el tubo sea inservible. Lo que importa es la profundidad de la grieta. Estas deben revisarse periódicamente en los circuitos de alta presión.

Pinchazos.- Son a veces muy difíciles de encontrar. Aunque se pierda muy poco aceite por ellos, este se puede acumular con el tiempo aumentando el riesgo de incendio.

Longitud incorrecta.- hace que este se estire en exceso por efecto de la presión, cuando es demasiado corto, o que quede muy suelto y expuesto a ser averiado por piezas móviles, cuando es muy largo.

Rozamiento.- desgasta la cubierta del tubo debilita las capas de refuerzo y es causa de averías prematuras. Los tubos flexibles deben fijarse con abrazaderas para que no se rocen, o aislarse con protectores.

El calor.- por ejemplo del escape del motor puede averiar los tubos. Hay que disponerlos en forma que pasen a distancia de las partes calientes o se apoyen sobre defensas que impidan el contacto directo con el hierro caliente.

La torsión.- puede estrangular el paso de aceite ya averiar el tubo. Los tubos se fabrican de forma que se puedan doblar o flexionar, pero no está previsto que se puedan torsionar. La causa más frecuente de que un tubo quede torsionado es que se acople incorrectamente a una pieza en movimiento.

Para corregir, en parte, esta situación se fija el tubo por medio de una abrazadera en el punto en que empieza la torsión. De esta forma se hace que el tubo se mueva en dos planos. Siempre que sea inevitable que se produzca la torsión del tubo, convendrá dejar éste lo más largo posible.

El colapso del tubo de aspiración se puede producir solamente en la capa más interna, cuando empieza a envejecer el tubo, obstruyendo el paso del aceite, sin que se aprecie ninguna anomalía exterior del tubo.

El colapso de un tubo de aspiración se reconoce porque la bomba se vuelve ruidosa, falta presión de aceite o el sistema parece trabajar como si fuera de goma o no responde en absoluto.

5.4.2 FALLAS DE LAS VÁLVULAS Y SUS SOLUCIONES.

Las fallas más frecuentes que se pueden dar por el mal funcionamiento de las válvulas estará dado por:

1) La carga desciende con la válvula de control en punto muerto.

Tuberías de aceite rotas o que pierden, entre la válvula de control y el cilindro:

Solución: Buscar puntos de pérdida. Apretar o cambiar las tuberías. Examinar las superficies de cierre de los acopladores en busca de irregularidades.

Fugas de aceite por las empaquetaduras o juntas tóricas de los cilindros:

Solución: Cambiar las piezas gastadas. Si el desgaste ha sido causado por la contaminación del aceite, limpiar el sistema hidráulico y buscar el origen de la contaminación.

Fugas a través de la válvula de control o de las válvulas de alivio:

Solución: Limpiar o cambiar las válvulas. El desgaste puede haber sido causado por la contaminación. Limpiar el sistema y averiguar el origen de la contaminación.

2) La válvula de mando se agarrota o trabaja dura:

Varillaje mal instalado:

Solución: Instalar bien el varillaje y engrasar las articulaciones.

Tornillos de fijación demasiado apretados (en válvulas múltiples apiladas):

Solución: Apretar estos tornillos con el par recomendado por el fabricante.

Válvula rota o rayada internamente:

Solución: Reparar las piezas rotas o rayadas. Buscar la causa que las rayó.

3) La válvula de mando pierde aceite:

Tornillos de fijación demasiado flojos (en válvulas múltiples apiladas):

Solución: Apretar los tornillos con el par recomendado por el fabricante.

Juntas tóricas gastadas o estropeadas:

Solución: Cambiar las juntas tóricas (especialmente entre las válvulas apiladas). Si la contaminación ha sido la causa del desgaste de las juntas tóricas, limpiar el sistema y buscar el origen de la contaminación.

Piezas de válvulas rotas:

Solución: Si la válvula tiene grietas, averiguar la causa, que podría ser el exceso de presión o la conexión incorrecta de los tubos flexibles.

5.4.3 FALLAS DE LAS JUNTAS Y SUS SOLUCIONES.

El sistema hidráulico más perfecto y complejo sigue dependiendo de la bondad de las juntas, por simples que sean, para su buen funcionamiento. Se dice además que una junta hermética perfecta no debe perder (dejar pasar aceite).

En aplicaciones dinámicas, por ejemplo es conveniente que haya una pequeña pérdida para que se forme una película que lubrique el eje en rotación.

En la práctica se considera que una junta hermética no pierde cuando, habiendo estado en funcionamiento continuo, es muy difícil encontrar fugas o pérdidas de aceite. Es decir, cuando no se forman gotas ni manchas de aceite.

Claro está que las fugas internas son siempre mucho más difíciles de descubrir, requiriéndose para ello aparatos de pruebas especiales.

La buena utilización de las juntas requiere que se emplee siempre la más adecuada para cada caso y que se instale correctamente. Casi todas las juntas son frágiles y se estropean fácilmente al montarlas.

Por eso es necesario conservar la junta en su envase protector hasta el momento de instalarla. Deben guardarse en un lugar fresco y seco y al abrigo de la suciedad. Las juntas deben tratarse como los rodamientos de precisión.

Una regla general que debe cumplirse siempre es la de cambiar todas las juntas que se han tenido que sacar de sus alojamientos al desmontar y despiezar cualquier componente hidráulico.

El precio de varias juntas es muy reducido en comparación con lo que cuesta rehacer un trabajo en un sistema hidráulico para corregir fugas de aceite.

Las juntas herméticas modernas se fabrican de cuero, plásticos, y requieren cuidados especiales. A continuación se indican cuidados de carácter general que requieren las juntas:

Antes de desmontar un componente hay que averiguar las causas por las cuales se esta perdiendo líquido.

De esta manera se ahorran reparaciones que hay que repetir cuando la causa de la pérdida no era solamente el dado por el estado de la junta.

Antes de limpiar la zona de la junta, hay que localizar el trayecto de la pérdida del líquido. En algunos casos no es la junta la responsable por la pérdida de líquido. Este puede salir por tornillos flojos, grietas en las cajas o racores mal apretados. Examinar el exterior de la junta para ver si está húmedo o seco.

En caso de estar húmedo hay que distinguir entre fuga de aceite y simple formación de una película lubricante.

Para el desmontaje de la junta se tiene que seguir buscando las causas de la pérdida. La junta se debe examinar por fuera y por dentro. Las manchas indican por donde pierde.

A continuación se indican los diferentes tipos de fallas de los sellos:

TIPO DE FALLA	CONDICIONES VISIBLES	PROBABLE CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
ENDURECIMIENTO	a) Endurecimiento de la superficie dinámica causado por rajaduras.	Calor generado por la alta velocidad axial.	Uso sello especial Menor velocidad de carrera
	b) Endurecimiento de todo el sello. Pérdida de elasticidad.	Alta temperatura del fluido. Deterioro del fluido. Compatibilidad del sello	Menor temperatura del fluido. Renovar fluido. Cambiar geometría


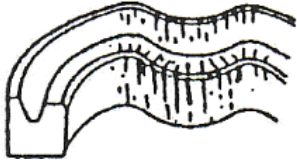
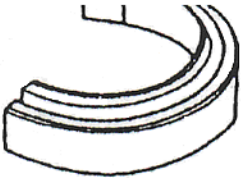

		al fluido.	del sello.
			
	Figura a		Figura b

Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos

DESGASTE	c) Cara dinámica brillante similar a espejo.	Lubricación insuficiente.	Chequear viscosidad del aceite. Usar otro sello alternativo.
	d) Desgaste del labio dinámico en forma ovalada.	Camisa o pistón no concéntrico.	Mecanizado excesivo para dimensiones de sellos. Reemplazo de la camisa o eje.
	e) Desgaste anormal en un lado del labio dinámico.	Desgaste rodamiento o anillo. Excesiva carga lateral.	Reemplazar rodamiento. Incremento área rodamiento.
			
	Figura c	Figura d	Figura e


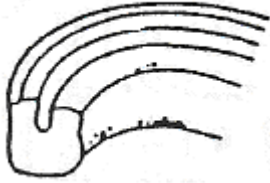
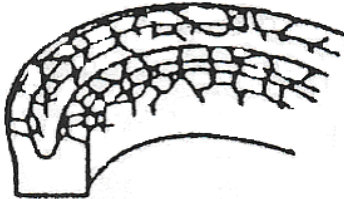
RAYADURAS	f) Corte o abolladura en el labio.	Inadecuado almacenaje. Inapropiada herramienta para instalación.	Almacenar apropiadamente el repuesto. Herramientas sin filo cortante.
	g) Rayaduras en el lado dinámico.	Picaduras en el eje o camisa. Impurezas en el fluido.	Rectificar partes metálicas. Purgar el sistema.
	 <p style="text-align: center;">Figura f Figura g</p>		

Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos
Continuación.

HINCHAZÓN	h) Material suave con deformación.	Absorción del fluido. Fluido y sello incompatible. Agua en el sistema.	Cambio de material del sello o del fluido. Purgar el sistema.
-----------	------------------------------------	--	--

	 <p style="text-align: center;">Figura h</p>		
DETERRIORO	i) Agrietaduras y pérdida de elasticidad. Material se rompe con facilidad.	Alta temperatura del fluido. Exposición a la intemperie o a la luz del sol.	Disminuir temperatura del fluido. Almacenar sellos en lugares apropiados.
	 <p style="text-align: center;">Figura i</p>		
RAJADURAS	j) Cortes axiales en el lado dinámico.	Impurezas metálicas en el sistema. Implosión de burbujas de aire.	Purgar el sistema. Desalojar aire del sistema.

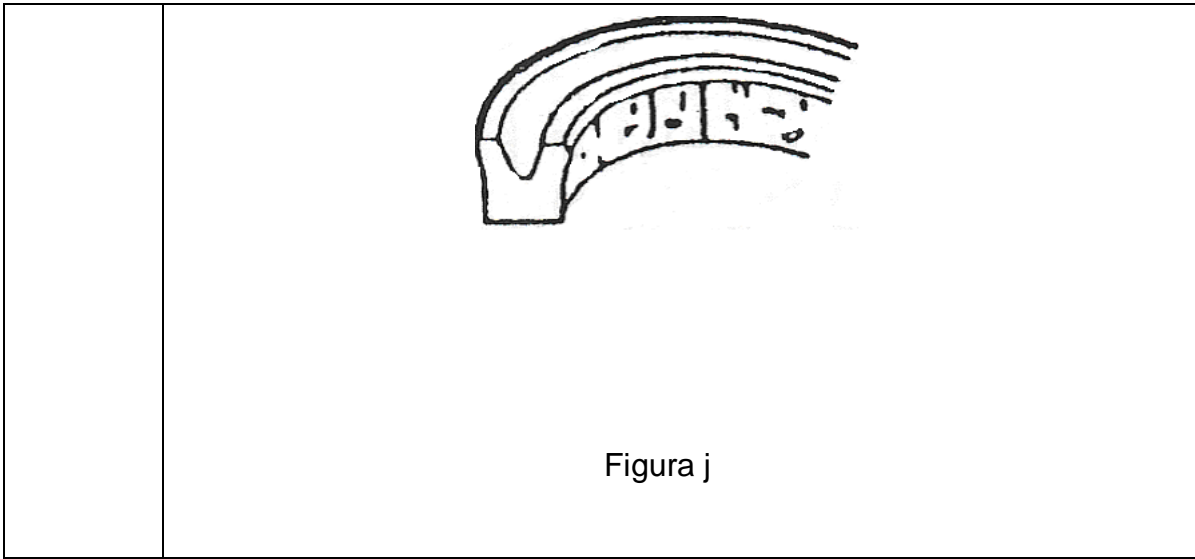

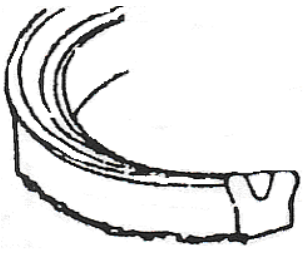

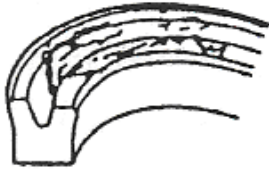


Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos

Continuación.

EXTRUSIÓN	k) Material extruido en la inclinación del lado dinámico.	Espacio demasiado amplio entre las superficies de contacto. Presión extrema.	Usar anillo anti-extrusión. Use sellos alternativos para altísima presión.
	l) Material extruido en el lado estático del sello.	Superficie de contacto irregular. Sobre dimensión del sello.	Maquinar superficie. Corregir medida del sello.
	 		
	Figura k	Figura l	

FRACTURA	m) Pedazos de material desprendido del lado dinámico.	Excesiva contra presión.	Revisar válvulas de alivio.
	 <p>Figura m</p>		
	n) Lado de la presión del sello quemado y roto.	Explosión de aire residual a alta presión.	Chequear máxima presión del sistema. Purgar aire del sistema.
	 <p>Figura n</p>		
o) Largas rajaduras en el labio de la presión.	Picos frecuentes de alta presión. Baja temperatura de arranque del sistema.	Usar geometrías alternativas de sello. Calentar el sistema antes de aplicar presión.	

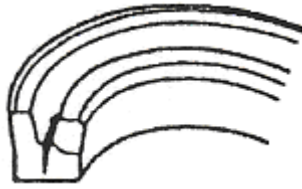
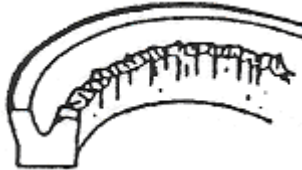
 <p>Figura o</p>		
<p>p) Rotura de todo el labio dinámico.</p>	<p>Deterioro del material del sello o del fluido.</p>	<p>Usar materiales alternativos para el sello. Purgar el sistema.</p>
 <p>Figura p</p>		

Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos.¹¹

5.4.4 FILTROS Y LA CONTAMINACIÓN DEL ACEITE.

El fluido hidráulico posee una gran importancia en el circuito, ya que el buen funcionamiento del circuito depende en gran medida de él. La mayoría de las averías que tienen lugar en los circuitos hidráulicos, de forma directa o indirecta, son debidas a la elección inapropiada o al uso indebido del aceite.

¹¹ Catálogo de Sellos y empaques, Hércules Hydraulics. USA. 1999.

Aún con la correcta elección del aceite y los aditivos que a veces lleva incorporado, el aceite también se deteriora con el paso del tiempo ya que envejece con el uso y también puede deteriorarse prematuramente al someterse a altas temperaturas. Pero el problema mayor proviene de la falta de limpieza, bien por no usar filtros, usarlos inadecuadamente, o bien porque en la misma fabricación y montaje de los componentes no se ha tenido en cuenta una rigurosa limpieza de todo el interior del circuito por donde discurre el aceite.

También es preciso añadir que la limpieza y el cuidado del aceite y de esos componentes por donde pasa, es independiente del tipo de máquina o mecanismo que se accione mediante esta técnica. La contaminación del aceite obedece a varias causas y puede provocar un incorrecto funcionamiento de la máquina. De entre los elementos o factores que pueden encontrarse en el aceite y que más contribuyen a contaminarlo pueden destacarse los siguientes: partículas de metal, resto de goma, plásticos, fibras, cinta de teflón, restos de pintura, de óxido y de cascarilla de soldadura, polvo, suciedad en general, arenilla, etc. La degradación del aceite puede ser debida a otras causas diferentes, como por ejemplo, la oxidación, el exceso de presión en el aceite, la espuma indeseable y la presencia de agua o burbujas de aire en el seno del mismo.

Las partículas metálicas pueden ser arrastradas desde algunos componentes que al ser fabricados han quedado adheridas al interior o bien el interior no se ha limpiado con rigurosa meticulosidad, pero también puede proceder del fuerte rozamiento que se produce al roscar los racores de unión de las tuberías en los correspondientes elementos del circuito. En cuanto a restos de goma, fibras, plásticos, etc., pueden proceder, por ejemplo, del mismo montaje de los racores y de los elementos de estanqueidad utilizados en la unión. Los restos de óxido, cascarillas de soldadura, arenilla, etc., pueden proceder también de los componentes mencionados y también de la soldadura de bridas de los tubos rígidos, del curvado de tubos, etc.

Otra de las causas es la temperatura elevada que soporta el aceite, ya que se recomienda que en los casos más normales, no supere los 65C aproximadamente. Para ello es preciso situar los tanques alejados de focos de calor.

Tabla 5.4.4.1 Causas y efectos de los agentes contaminantes.¹²

CONTAMINANTE	CARÁCTER	PROCEDENCIA Y NOTAS
Subproductos ácidos	Corrosivo	Descomposición del aceite. Puede también proceder de la contaminación por agua de los fluidos Ester fosfóricos.
Agua	Bloqueo	Descomposición del aceite.
Lodos	Emulsión	Presente ya en el fluido o introducida por fallo en el sistema o por descomposición de los inhibidores de la oxidación.
Aire	Soluble	Efecto que puede ser controlado por los aditivos antiespumantes.
	Insoluble	Exceso de aire debido a una purga de aire no adecuada, un diseño incorrecto del sistema, o fugas de aire.
Otros aceites	Miscible pero puede reaccionar	Uso de aceite no adecuado para rellenar el depósito, etc.
Grasa	Puede o no puede ser miscible	Desde los punto de lubricación.

Continuación: Tabla 5.4.4.1 Causas y efectos de los agentes contaminantes.¹³

¹² ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 134.

¹³ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 134.

Escamas	Insoluble	De las tuberías no limpiadas adecuadamente antes de su instalación.
Partículas metálicas	Insoluble con acción catalítica	Puede ser originada por contaminación del agua, controlable con aditivos antioxidación.
Grumos de pintura	Insoluble, bloqueo	Pintura en el interior de un depósito antiguo no compatible con el fluido.
Partículas abrasivas	Abrasivo y bloqueo	Partículas transportadas por el viento (pueden eliminarse con un filtro de aire).
Partículas de elastómeros	Bloqueo	Rotura de las juntas. Comprobar el fluido y su compatibilidad con las juntas.
Partículas de materiales aislantes	Bloqueo	No deben utilizarse elementos de estanqueidad en las uniones de las tuberías.

Al proyectar el circuito debe procurarse limitar en lo posible la actuación de las válvulas de seguridad o de máxima presión, ya que descargan a la máxima presión y es a costa de consumir potencia del motor. Potencia que se transforma de forma inmediata en calor y, por tanto, en una elevación de la temperatura del aceite.

También es preciso hermetizar bien la tapa del depósito y asegurarse también de que el aceite que se introduzca perfectamente filtrado en el interior de éste. Las diferencias de nivel que continuamente se producen durante el trabajo en el depósito, permite que de forma intermitente, pero continuada mientras trabaja la máquina, penetre el aire del exterior al depósito y viceversa. Es preciso pues que el aire del exterior penetre filtrado a través, por ejemplo, del filtro que suele llevar incorporado al propio tapón de llenado o de otro filtro montado a tal efecto.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

6.1 VERIFICACIÓN DE LAS VARIABLES OBTENIDAS.

Para que un sello hidráulico trabaje correctamente debemos garantizar que las condiciones de funcionamiento sean las adecuadas. Nos referimos a:

- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Líquido de trabajo.
- Velocidad de trabajo.

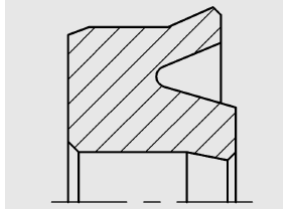
El banco de pruebas para cilindros estará en capacidad de analizar las variables de presión y temperatura. El líquido de trabajo y la velocidad son condiciones únicas que no podríamos analizar ya que ello implicaría usar un aceite diferente para cada prueba y una bomba hidráulica diferente para cada ensayo; lo que es descartado para este proyecto.

En consecuencia, se enfocará en la presión y la temperatura ya que sus rangos de trabajo se los conoce por anticipado.

Una vista breve a los perfiles hidráulicos permite clasificarlos de la siguiente manera:

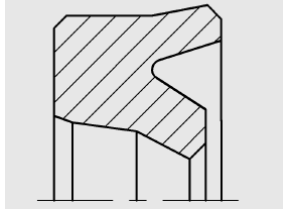
- Pistón → Perfil K

Ko1-P



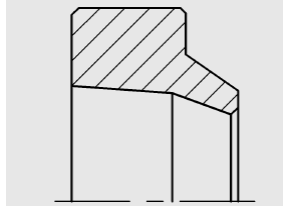
- Vástago → Perfil S

So1-P



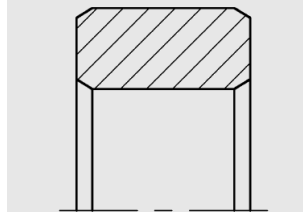
- Limpiador → Perfil A

Ao2-B

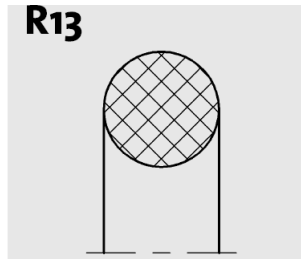


- Faja → Perfil R14

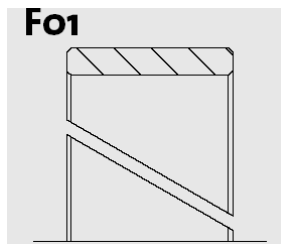
R14



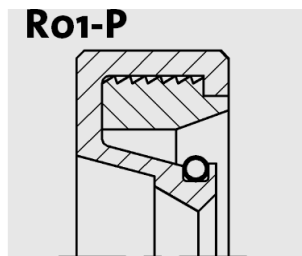
- O´ring → Perfil R13



- Anillos → Perfil F



- Rotativo → Perfil R



Ahora; se escoge el caso de un sello normal para pistón hidráulico perfil K01. Pertenece a un gato de levantamiento de una cargadora Caterpillar. Las condiciones del sistema hidráulico indican una presión de funcionamiento promedio de 13,78 MPa (2000 psi), por lo cual tomaremos este rango para realizar las pruebas. La geometría del sello aplicado en este caso es la siguiente:

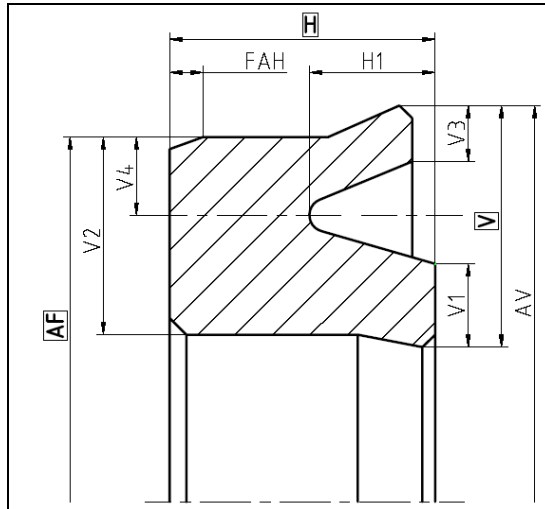


Figura 6.1.1 Perfil geométrico de un Sello Hidráulico K01

El material utilizado para la fabricación del sello es el poliuretano verde para uso hidráulico. Según la geometría descrita las condiciones de trabajo son:

Temperatura	Max. Veloc.	Max. Presión Operación
-30 a 110°C	0,5 m/s	400 bar (5800 psi)

El entorno del programa consta de las siguientes partes que se detallan a continuación:

INICIO.- En esta pestaña constan los datos generales del proyecto:



Figura 6.1.2 Entorno LabView – INICIO.

DIAGRAMAS.- En esta pestaña se presenta un esquema tanto hidráulico como de instrumentación con la finalidad de ubicar cada elemento del que se compone el banco con las respectivas señales que producen mencionados elementos.

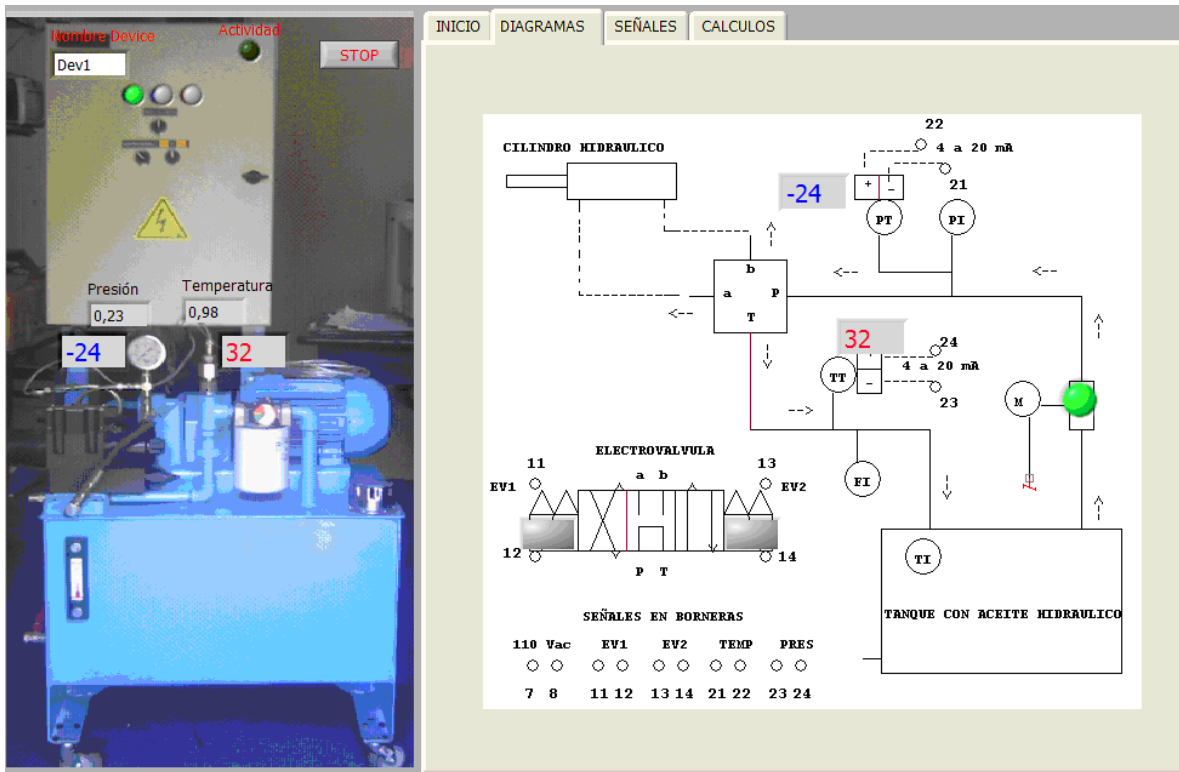


Figura 6.1.3 Entorno LabView – DIAGRAMAS

SEÑALES.- Esta pestaña esta compuesta de los siguientes elementos:

Señal de presión.- Este diagrama nos muestra la presión, a manera de indicador y gráficamente, del cilindro el momento del ensayo a tiempo real.

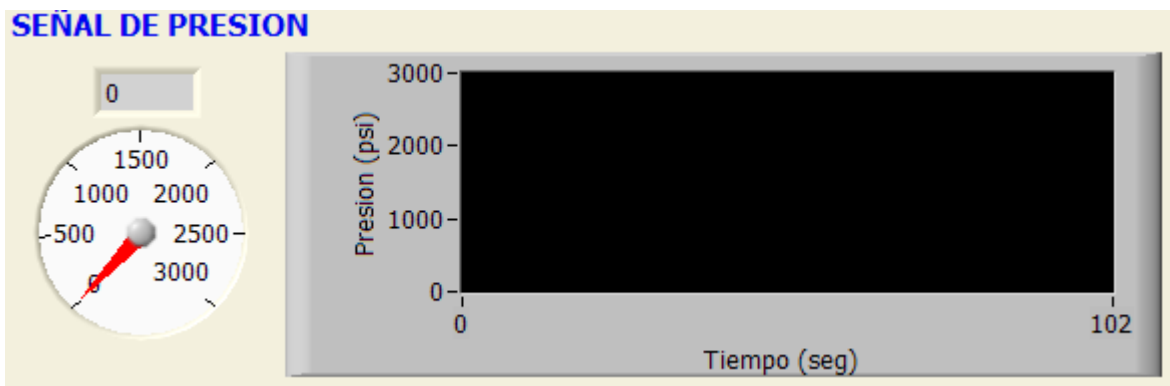


Figura 6.1.4 Entorno LabView – SEÑAL PRESION

Señal de temperatura.- Este diagrama nos muestra la señal de temperatura enviada por la termocupla a tiempo real del cilindro hidráulico.

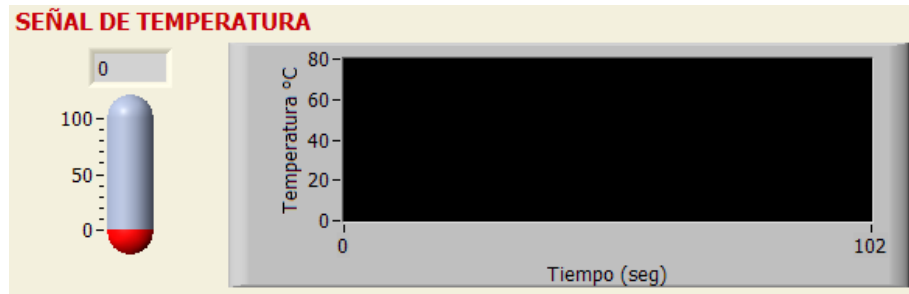


Figura 6.1.5 Entorno LabView – SEÑAL TEMPERATURA

Control Botones Automático.- Este panel permite controlar el accionamiento del motor y control de la electro-válvula.

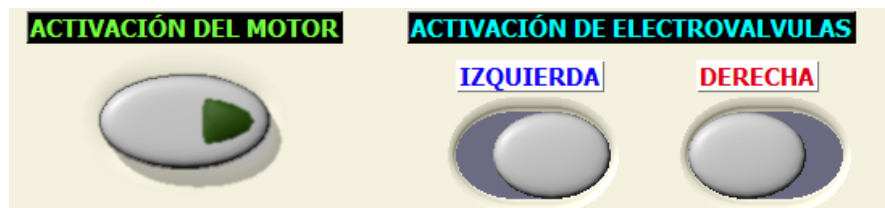


Figura 6.1.6 Entorno LabView – BOTONERA AUTOMÁTICA

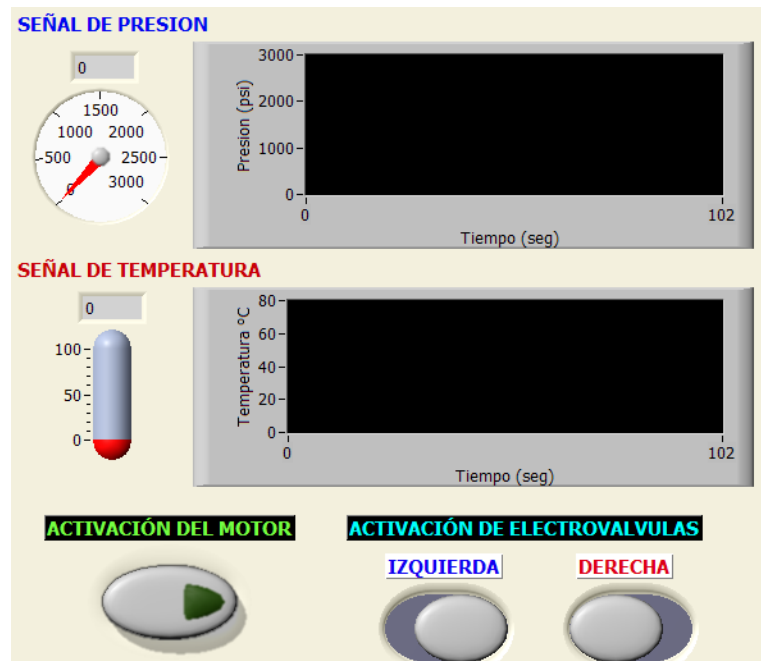


Figura 6.1.7 Entorno LabView – SEÑALES

CÁLCULOS.- Esta pestaña presenta datos importantes como velocidades, áreas y tiempos en función de los datos del cilindro hidráulico los cuales son:

- Diámetro eje.
- Diámetro camisa.
- Carrera.

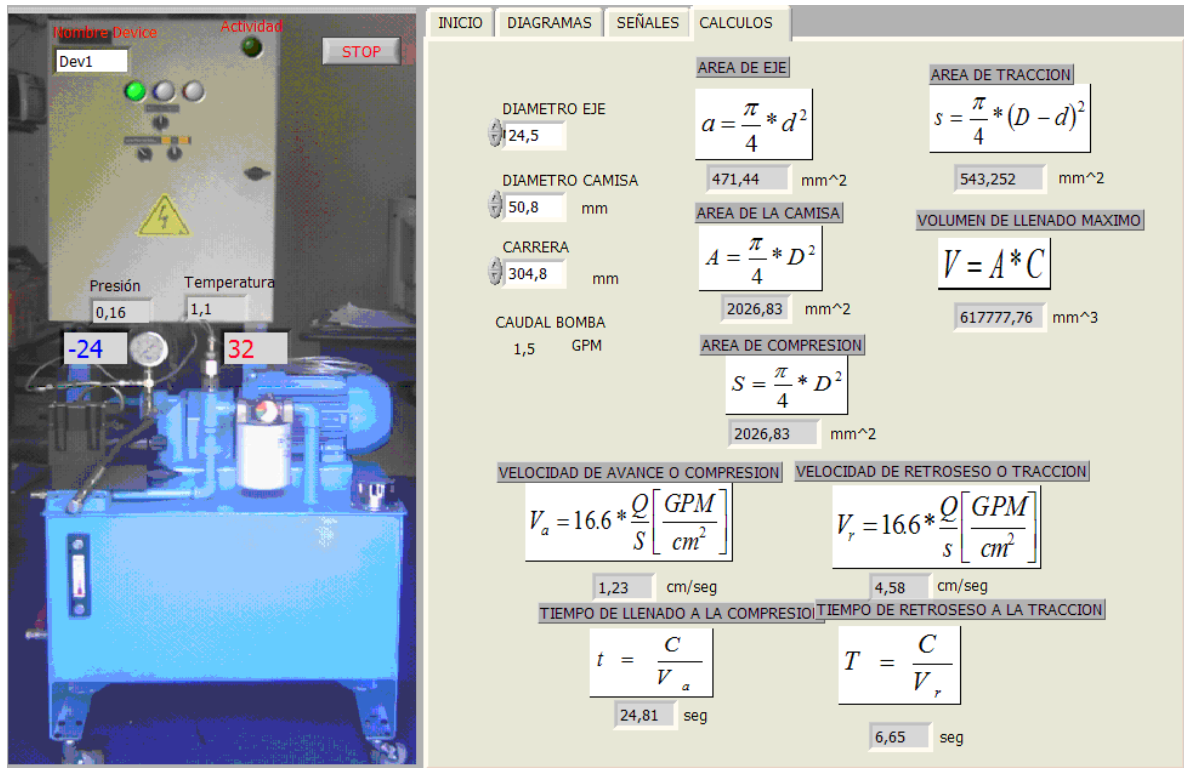


Figura 6.1.8 Entorno LabView – CÁLCULOS ADICIONALES

6.1.1 TEMPERATURA DEL ACEITE.

La temperatura de operación según el manual de operación de la máquina no sobrepasa los 70°C. Durante la puesta a prueba del cilindro en tensión los resultados de la temperatura en el transcurso del tiempo son:

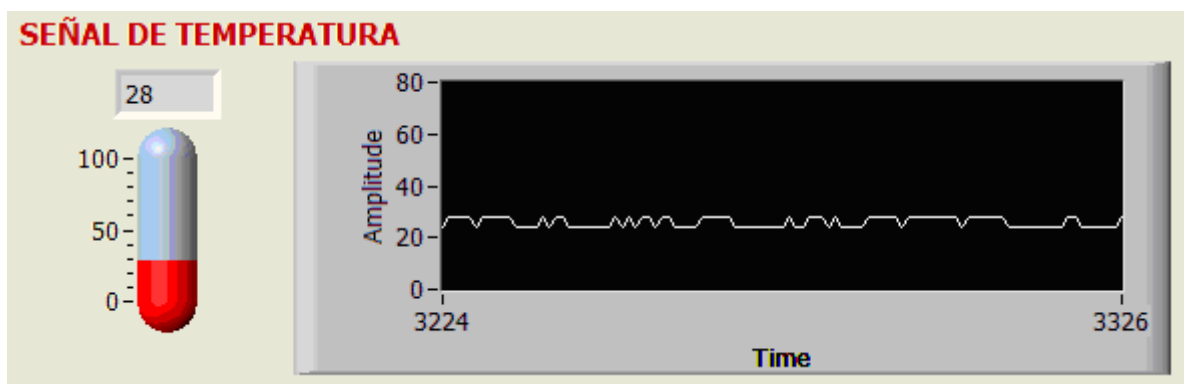


Figura 6.1.1.a Señal de Temperatura – Entorno LabView

El gráfico muestra la medición de la temperatura dada por la termocupla en el momento de registrar los datos mediante la tarjeta de adquisición de datos. Temperatura promedio de 28C.

PRESIÓN.

El cilindro se presurizó a 3,44 MPa (500 psi) para comprobar que no existieran fugas. El resultado de la presión en el tiempo es el siguiente:

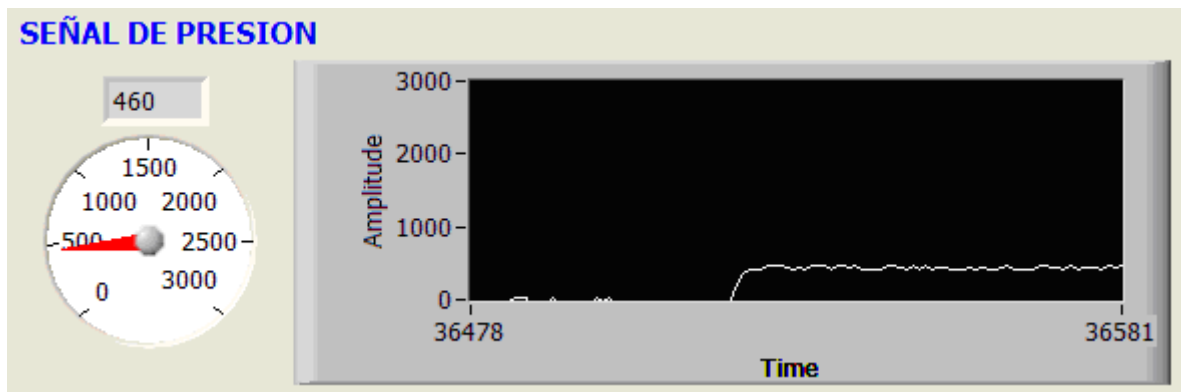


Figura 6.1.2.a Señal de Presión – Entorno LabView

6.1.3 TIEMPO.

Se decidió aplicar un tiempo de 2 minutos para cada presurización del cilindro. Normalmente en condiciones normales el tiempo es menor en vista de que podría dañar la caja de válvulas de distribución. Se comprobó que no existen fugas.

6.2 DETERMINACIÓN DE ERRORES.

Para la conversión de datos de voltaje del sensor de presión se procedió a receptor los mencionados voltajes enviados por la tarjeta en función del cambio de presión dada por el manómetro tal como muestra la siguiente tabla y gráfica de voltaje y presión:

Tabla 6.2.1 Conversión Voltaje Presión

VOLTAJE	PRESION
0	0
0,6	62,5
0,9	125
1,2	250
1,7	375
2,1	500
2,3	550
2,5	600
2,7	650
2,9	700
3,1	750
3,2	800
3,3	850
3,5	900
3,6	950
3,7	1000
3,8	1050
3,9	1100
4	1150
4,1	1200
4,1	1250
4,2	1300
4,2	1350
4,3	1400

Continuación: Tabla

6.2.1 Conversión

Voltaje Presión

4,4	1450
4,4	1500
4,5	1550
4,5	1600
4,5	1650
4,6	1700
4,6	1750
4,7	1800
4,7	1850
4,7	1900
4,8	1950
4,8	2000
4,9	2050
4,9	2100
4,9	2150
5	2200
5	2250
5,1	2300
5,1	2350
5,1	2400
5,1	2450
5,2	2500

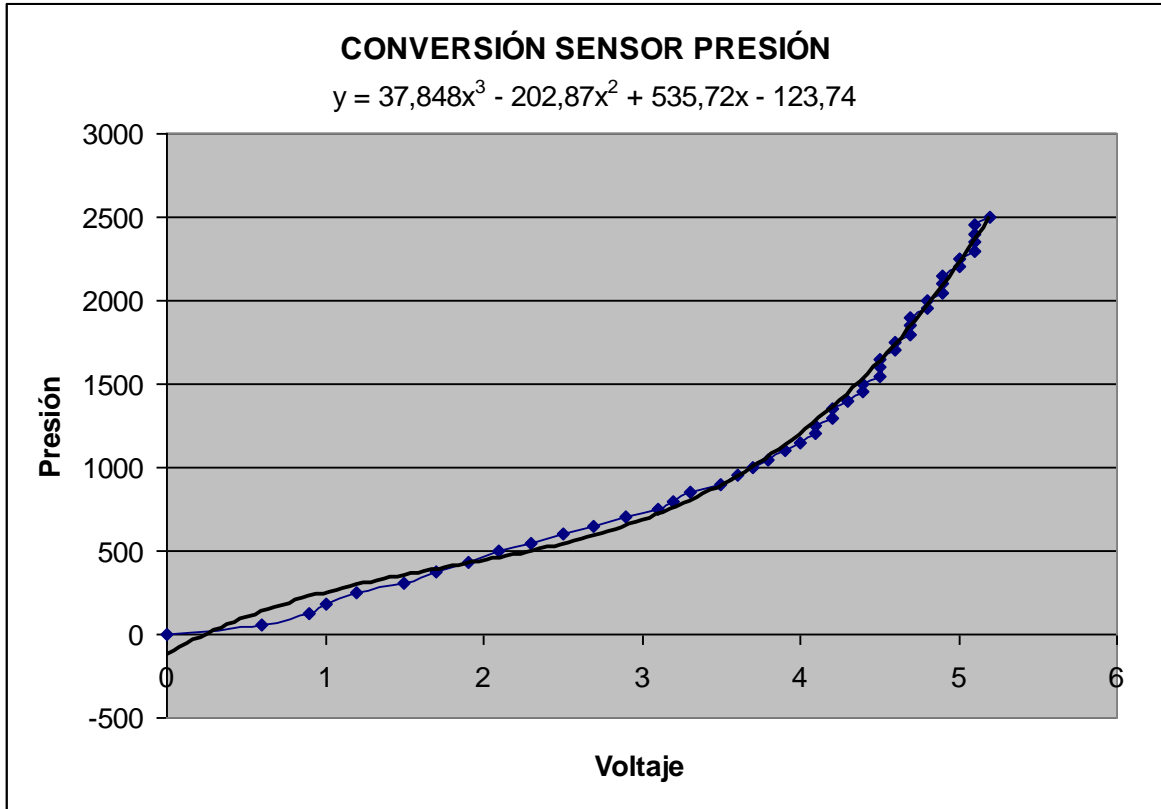


Figura 6.2.1 Gráfica Presión en función del Voltaje.

La ecuación de la curva nos muestra el voltaje en el eje de las X que es el dato obtenido de la tarjeta que será remplazado en la ecuación de grado tres para visualizar la presión en la magnitud real dada por el manómetro, la misma que se encuentra en el programa madre de control tal como se muestra en la siguiente figura:

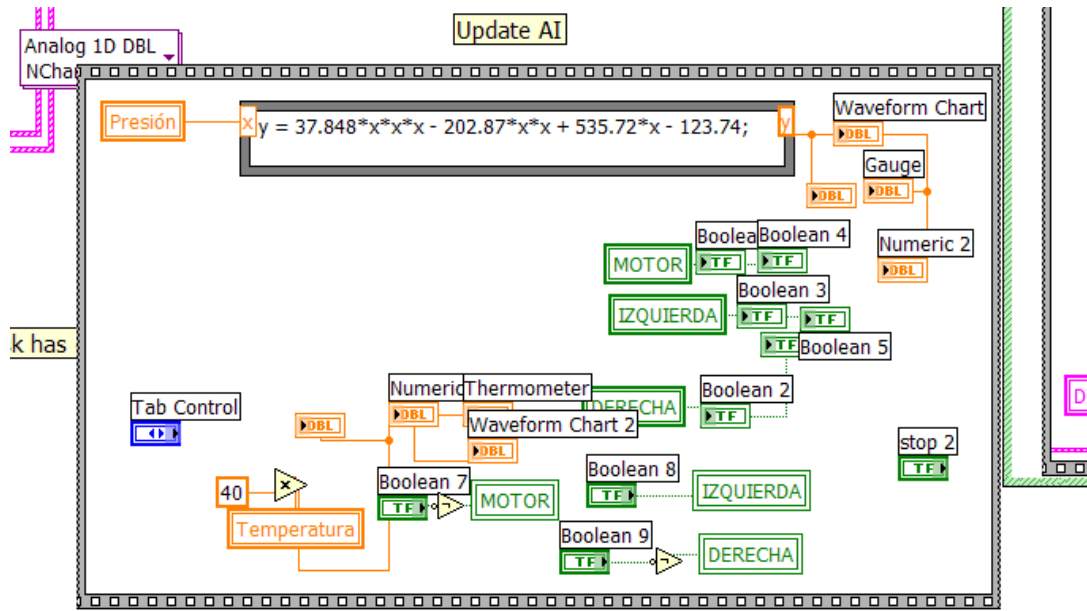


Figura 6.2.2 Transformación del voltaje en presión en LabView.

La visualización del manómetro en el programa nos da un error de $\pm 0,13$ MPa (20 psi) con respecto a la lectura que se obtiene del manómetro ubicado en el banco.

6.3 RECOMENDACIÓN AL CLIENTE.

El funcionamiento adecuado es resultado no solamente de la calidad y diseño del sello sino también del estado de las piezas metálicas. Es así que se recomienda al cliente una correcta instalación conjuntamente con una revisión minuciosa tanto de la camisa, eje y alojamientos.

En lo que respecta a la camisa se debe considerar:

- No existan rayaduras ni picaduras en la camisa ya que reducen la vida útil de los sellos.
- No exista ovalidad dentro de la camisa ya que requiere la fabricación de sellos con mayor ajuste para garantizar el sellado interno.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO.

COSTO DEL PROYECTO

En la siguiente tabla se detalla los materiales usados con sus respectivos costos en dólares, al 1 de Julio del 2006.

Tabla 7.1 Materiales del banco

Cant.	Descripción	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
			USD	USD
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS				
1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument	uni	158,77	158,77
1	Tarjeta USB	uni	134,40	134,40
1	Cable USB tipo A – B	uni	25,00	25,00
SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA				
1	Case	uni	15,00	15,00
1	Adaptador de 24 V DC	uni	30,00	30,00
1	Tablero eléctrico de control y Potencia	uni	420,00	420,00
SENSORES (INCLUYE ELEMENTOS DE ADAPTACION AL PROCESO)				
1	Sensores de Presión	uni	245,00	245,00
1	Sensor de Temperatura	uni	65,00	65,00
1	Transductor de temperatura	uni	100,00	100,00
1	Cola de chancho	uni	18,00	18,00
1	Termopozo	uni	33,60	33,60
1	T de alta presión 1 plg	uni	12,00	12,00

1	Reducción 1/2 a 3/4 plg	uni	4,90	4,90
1	Reducción 3/4 a 1 plg	uni	6,50	6,50

Tabla 7.1 Materiales del banco

SISTEMA HIDRÁULICO SUCCIÓN Y RETORNO				
<i>SUCCIÓN</i>				
1	Tanque de reserva	uni	100,00	100,00
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4	uni	24,99	24,99
1	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	0,80
1	Universal de media para retirar el filtro	uni	2,50	2,50
1	Neplo de 30 cm de 1/2	uni	3,50	3,50
2	Neplos corridos	uni	0,30	0,60
2	Codos de 1/2 x 90	uni	0,70	1,40
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ	uni	2,70	2,70
<i>RETORNO</i>				
1	Neplo de 1/2 de 16 cm	uni	1,50	1,50
1	Codo de 1/2	uni	0,70	0,70
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno	uni	2,50	2,50
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2	uni	0,40	0,40
1	Neplo corrido de 1/2	uni	0,30	0,30
1	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	0,80
2	Codo cachimba de 3/4	uni	1,40	2,80
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)	uni	3,00	3,00
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa	uni	13,99	13,99
1	Manómetro de saturación	uni	16,00	16,00
1	Respiradero	uni	23,25	23,25
<i>DRENAJE</i>				
1	Válvula de bola de 1/2	uni	6,50	6,50
1	Tapón de 1/2	uni	1,50	1,50
2	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	1,60

1	T de 3/4	uni	2,50	2,50
1	Neplo corrido de 1/2	uni	0,30	0,30
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC	uni	0,30	2,70
1	Visor de Nivel (con termómetro)	uni	30,00	30,00

Tabla 7.1 Materiales del banco

<i>PRESIÓN</i>				
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ	Uni	2,70	2,70
2	T de ¼	uni	4,20	8,40
1	Neplo corrido de 1/4	uni	2,20	2,20
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4	uni	12,00	12,00
1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6	uni	6,50	6,50
1	Bomba Haldex 1,5 GPM	uni	104,99	104,99
1	Acople Lovejoy L-090	uni	35,00	35,00
1	Campana	uni	100,00	100,00
1	Motor WEG 3 HP	uni	163,90	163,90
1	Base motor-bomba	uni	5,00	5,00
1	Soporte de bomba	uni	3,00	3,00
1	Protector de la Campana	uni	2,00	2,00
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi	uni	19,00	19,00
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT	uni	11,00	11,00
LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN				
1	Electro Válvula 4/3	uni	120,99	120,99
1	Válvula de Alivio Cetop 5	uni	311,00	311,00
2	Manguera hidráulica 1/2"	m	9,50	19,00
4	Pernos de 1/4 x 3/2	uni	0,50	2,00
1	Subplaca cetop 5	uni	63,70	63,70
OTROS				
4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico	uni	5,15	20,60
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46	gal	46,00	138,00
1	Rollo de cinta teflón	uni	3,00	3,00
1	Mano de Obra	uni	400,00	400,00

1	Permatex	uni	1,60	1,60
---	----------	-----	------	------

El costo total del proyecto se detalla a continuación:

Subtotal	2738,98
I.V.A	328,68
TOTAL	3067,66

ANÁLISIS COSTO - BENEFICIO.

Una vez que se ha determinado que el costo total del banco de pruebas es de **2738,98** y que su vida útil es de cinco años ya que se trata de una máquina hidráulica y esta compuesta de componentes sensibles, como sensores, válvulas, computador, etc.,

Además de trabajar con cilindros a prueba que no van a estar siempre limpios, la vida útil de la máquina se va a ver amenazada, ya que impurezas ingresarán al sistema.

El estudio financiero esta basado en:

Vida útil de la maquina (n)= 5 años.

Valor total de la maquina = 2 738,98 dólares.

Valor de salvamento = $2/n \% = 2/5 = 0,4 \%$

Valor de la Maquina	2738,98	USD
Vida Útil (n)	5	AÑOS
Valor de Salvamento = (2/n) %	0,4	%

Tabla 7.2 Depreciación

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
0	0	0	2738,98
1	2739,00	1095,60	1643,40
2	1643,40	657,40	986,00
3	986,00	394,40	591,60
4	591,60	236,60	355,00
5	355,00	142,00	213,00
Valor Aproximado de =			213,00

Depreciación = (Valor de la máquina – V. aprox.) / (n)

Depreciación = 505.20 USD. por año.

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
1	2738,98	505,00	2234,00

2	2234,00	505,00	1729,00
3	1729,00	505,00	1223,00
4	1223,00	505,00	718,00
5	718,00	505,00	213,00

Cálculo de Costos:

Tabla 7.3 Costos Operacionales

AÑO	COSTOS OPERACIONALES (costos de funcionamiento de la máquina como: energía, aceite)	$V_f = V_p * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0,00	0,00
1	180,00	207,00
2	180,00	238,10
3	180,00	273,80
4	180,00	314,80
5	180,00	362,00

Tabla 7.4 Costos de Mano de Obra

AÑO	COSTOS DE MANO DE OBRA PARA OPERACIÓN DEL EQUIPO (si la maquina trabaja una hora diaria)	$V_f = V_p * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0
1	192,00	220,80
2	192,00	253,90
3	192,00	292,00
4	192,00	335,80
5	192,00	386,20

Tabla 7.5 Costos de Mantenimiento

AÑO	COSTOS DE MANTENIMIENTO (perdida de dos galones mensuales 180 dolares anuales, limpieza 220 anuales)	$V_f = V_p * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0
1	400,00	460,00
2	400,00	529,00
3	400,00	608,40
4	400,00	699,60
5	400,00	804,50

Cálculo de Ingresos:

Tabla 7.6 Ingresos por Funcionamiento

AÑO	INGRESOS POR FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA (cuatro ensayos mensuales, 40 dolares cada ensayo)	$V_f = V_p * (1+i)^n$
		<i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0,00
1	1920,00	2208,00
2	1920,00	2539,20
3	1920,00	2920,10
4	1920,00	3358,10
5	1920,00	3861,80

Una vez determinados los ingresos y egresos del proyecto se calcula el flujo neto:

Tabla 7.7 Flujo Neto

FLUJO DE CAJA	AÑOS					
	0	1	2	3	4	5
+ INGRESOS POR FUNCIONAMIENTO		2208,00	2539,20	2920,10	3358,10	3861,80
- COSTOS OPERACIONALES		-207,00	-238,10	-273,80	-314,80	-362,00
- COSTOS DE MANO PARA LA OPERACIÓN DEL EQUIPO		-220,80	-253,90	-292,00	-335,80	-386,20
- COSTOS DE MANTENIMIENTO		-460,00	-529,00	-608,40	-699,60	-804,50
- INVERSIÓN (costo de la máquina)	-2339,00					

- INVERSIÓN (costo por la construcción)	-400,00					
FLUJO NETO	-2739,00	1320,20	1518,20	1746,00	2007,90	2309,00

INFLACIÓN INTERNA ESPERADA EN LOS PRÓXIMOS CINCO AÑOS t_f	=	15	%
RETORNO MÍNIMO DE LA INVERSIÓN t_r	=	9	%

Tf: Es la tasa de inflación esperada anual.

Tr: Es la tasa real o es el costo de oportunidad del capital, es el dinero que dejo de ganar para invertir en otra alternativa.

Cálculo del Valor Actual Neto (VAN):

Es la sumatoria de los flujos netos para cada año en valor presente.

Tabla 7.8 Valor Actual Neto

AÑO	$t_n = (1+t_R) * (1+t_{inf}) - 1$	$\frac{1}{(1+t_n)^n}$ t_n tasa nominal t_R = tasa de retorno mínimo de la inversión t_{inf} = tasa de inflación esperada en los proximos 5 años	$V_p = \frac{V_f}{(1+i)^n}$ V_f Valor futuro V_p Valor presente i tasa nominal n años
0	0,254	1,00	-2738,98
1	0,254	0,80	1053,21
2	0,254	0,64	966,25
3	0,254	0,51	886,47
4	0,254	0,41	813,27
5	0,254	0,32	746,12
		VAN =	1726,34

Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR):

Es la tasa interna de retorno que hace al VAN igual a cero y el costo beneficio igual a uno:

Tabla 7.8 Tasa interna de Retorno

AÑO	VAN TASA 25,4%	VAN TASA 45%	VAN TASA 50%	VAN TASA 55%
0	-2738,98	-2738,98	-2738,98	-2738,98
1	1053,21	910,48	880,1	851,74
2	966,25	722,11	674,8	631,94
3	886,47	572,71	517,3	468,86
4	813,27	454,21	396,6	347,86
5	746,12	360,24	304,1	258,09
VAN=	1726,34	280,77	33,93	-180,49

$$TIR = \text{tasa menor} + \text{diferencias entre tasa} \left(\frac{VAN_{TASA\ MENOR}}{|VAN_{TASA\ MENOR}| + |VAN_{TASA\ MAYOR}|} \right)$$

$$TIR = 0,50 + 0,05 \left(\frac{33,91}{|33,91| + |180,51|} \right)$$

TIR = 0,54 esta es la rentabilidad del proyecto.

El 0,254 es el rendimiento mínimo establecido por el gerente de la empresa para aprobar el proyecto.

Tabla 7.9 Costo Beneficio

AÑO	INGRESOS	Valor Presente de INGRESOS	EGRESOS	Valor Presente de EGRESOS
0	0	0,0	2739,00	2738,98
1	2208,00	1760,80	887,80	707,97
2	2539,20	1614,70	1021,00	649,26
3	2920,10	1480,80	1174,10	595,41
4	3358,10	1358,00	1350,20	546,03
5	3861,80	1245,40	1552,80	500,75
	TOTAL INGRESOS	7459,70	TOTAL EGRESOS	5738,41
	BENEFICIO/COSTO =		1,30	

El costo beneficio se obtiene de la división de la sumatoria de los ingresos actuales para los egresos actuales, dando como resultado un valor mayor a uno, con lo que se comprueba que es un proyecto rentable.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Se diseñó, construyó y automatizó un banco de pruebas sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto de hasta 1,5 m de carrera y 0.25 m de diámetro de pistón con capacidad de 20 MPa para la Empresa Gercasa S.C.

- En lo referente a las variables reales de funcionamiento, podemos indicar que se logró sensor de manera precisa magnitudes como presión y temperatura.

- Se logró cubrir de manera aceptable características técnicas, de seguridad, funcionalidad y construcción planteadas inicialmente; así como la solución de inconvenientes principalmente en la parte de adquisición de señales en tiempo real.

- En cuanto a la parte hidráulica, podemos mencionar que se escogió el sistema más adecuado y flexible para la manipulación de cilindros hidráulicos de doble efecto.

- Los dibujos técnico-mecánicos de la parte hidráulica fueron elaborados en base a las normas INEN. Además, se complementaron con planos explicativos del sistema de control y potencia que facilitan la comprensión del equipo y la localización de cada uno de los componentes para cualquier mantenimiento tipo de mantenimiento.

- En las pruebas efectuadas encontramos que la máquina presentaba flexibilidad para adaptarse a cada uno de los elementos a probar; así como también, su maniobrabilidad y estabilidad.

8.2. RECOMENDACIONES

- Se debe apoyar e incentivar este tipo de tesis dentro del sector industrial ya que influenciarán en la formación profesional del egresado y servirá de premisa para enfrentarse de la manera más idónea a los problemas del futuro.

- Se recomienda complementar a la máquina con un juego completo de racores (reducciones, bushings, neplos corridos, acoples rápidos) para conectar tanto las mangueras a la salida de la válvula distribuidora del banco a las tomas de alimentación del cilindro de doble efecto.

- Se recomienda disponer de la seguridad necesaria para cada uno de los ensayos que se realicen con la máquina ya que las presiones de trabajo son altas. Asegurarse hermeticidad necesaria en racores y mangueras.

- Es recomendable en una fase posterior del proyecto la ampliación del reservorio con la finalidad de ampliar el rango de prueba de los cilindros. Esto no afecta en ningún momento a los resultados.

- Se recomienda que se sigan elaborando proyectos de este tipo en la FIME, pues los mismos además de fortalecer los conocimientos adquiridos de los estudiantes y futuros profesionales entregan un aporte en cuanto a equipo y tecnología.

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

BANCO DE PRUEBAS DE CILINDROS HIDRÁULICOS



Este manual DEBE permanecer junto al Banco de Pruebas en todo momento.

Los NUEVOS operadores del Banco DEBEN leer y comprender completamente el contenido, antes de usarlo.

ADVERTENCIA !

LA FALTA DE ATENCIÓN A ESTAS ADVERTENCIAS PODRÍA

RESULTAR EN LESIONES GRAVES

- Los operadores del banco deben estar entrenados en cuanto a la operación apropiada y segura del mismo.
- Asegúrese de que todo el equipo reciba un mantenimiento apropiado y que se realicen verificaciones regulares del sistema hidráulico, eléctrico y de control del banco, para que el mismo funcione correcta y normalmente. Vea la sección de mantenimiento de este manual para obtener detalles sobre estos procedimientos.
- Siempre inspeccione cables eléctricos, de control, mangueras y nivel de aceite antes de comenzar el trabajo.

INTRODUCCIÓN

Si hay nuevos operadores trabajando se deberá asegurar de que lean y comprendan este manual.

Las instrucciones que se siguen deben ser tenidas en cuenta para utilizaciones a condiciones de trabajo de la máquina consideradas como normales refiriéndonos a temperatura ambiente promedio de 20°C. Se incluyen aquí indicaciones de interés donde se le da una gran importancia al fluido hidráulico, las instrucciones generales para la puesta en marcha y para el mantenimiento posterior. Se finaliza el manual con una relación de las averías más frecuentes que pueden tener lugar en este sistema, así como se incluyen también instrucciones generales para resolverlas.

TABLA DE CONTENIDOS

Operación general:

Precauciones.

1. Asegúrese de leer en detalle todas las instrucciones de seguridad. Es importante que todos los operadores estén al tanto de las consecuencias del

mal uso o de las malas prácticas de operación del banco. Consecuencias que pueden ocasionar lesiones graves al operador.

2. El banco de pruebas para cilindros debe usarse exclusivamente para realizar las pruebas de fugas en cilindros de doble efecto. Para aplicaciones adicionales se recomienda utilizar el equipo apropiado para esa tarea.
3. Debe existir un nivel de aceite aceptable en el reservorio antes de cada prueba. Esto garantiza que la bomba trabaje siempre a la succión. Un visor instalado en el costado del tanque comprueba que efectivamente haya aceite suficiente.
4. Así mismo se deberá realizar la conexión a la alimentación eléctrica del motor 220 Voltios corriente alterna, **comprobando que el sentido de giro del MOTOR se horario**, esto se puede determinar observando el ventilador ubicado en la parte posterior del motor.
5. Asegurarse que el volumen de aceite para llenar el cilindro no supere los **10 galones** y que esté totalmente **vacío y limpio** para evitar la contaminación del aceite.
6. El personal debe estar ubicado a una distancia prudente el momento de la prueba y no expuesta al lado izquierdo donde se encuentran las mangueras de conexiones al cilindro, en cuanto se tenga un aumento brusco de la presión o temperatura, o sonidos anormales se deberá **parar inmediatamente la prueba**.
7. Evite someter las pruebas a niveles mayores al diseño del banco (**hasta los 3000 psi. como presión límite**). Presiones de trabajo superiores al límite pueden causar fallas en la racorería o en la tubería causando lesiones graves para el operario.

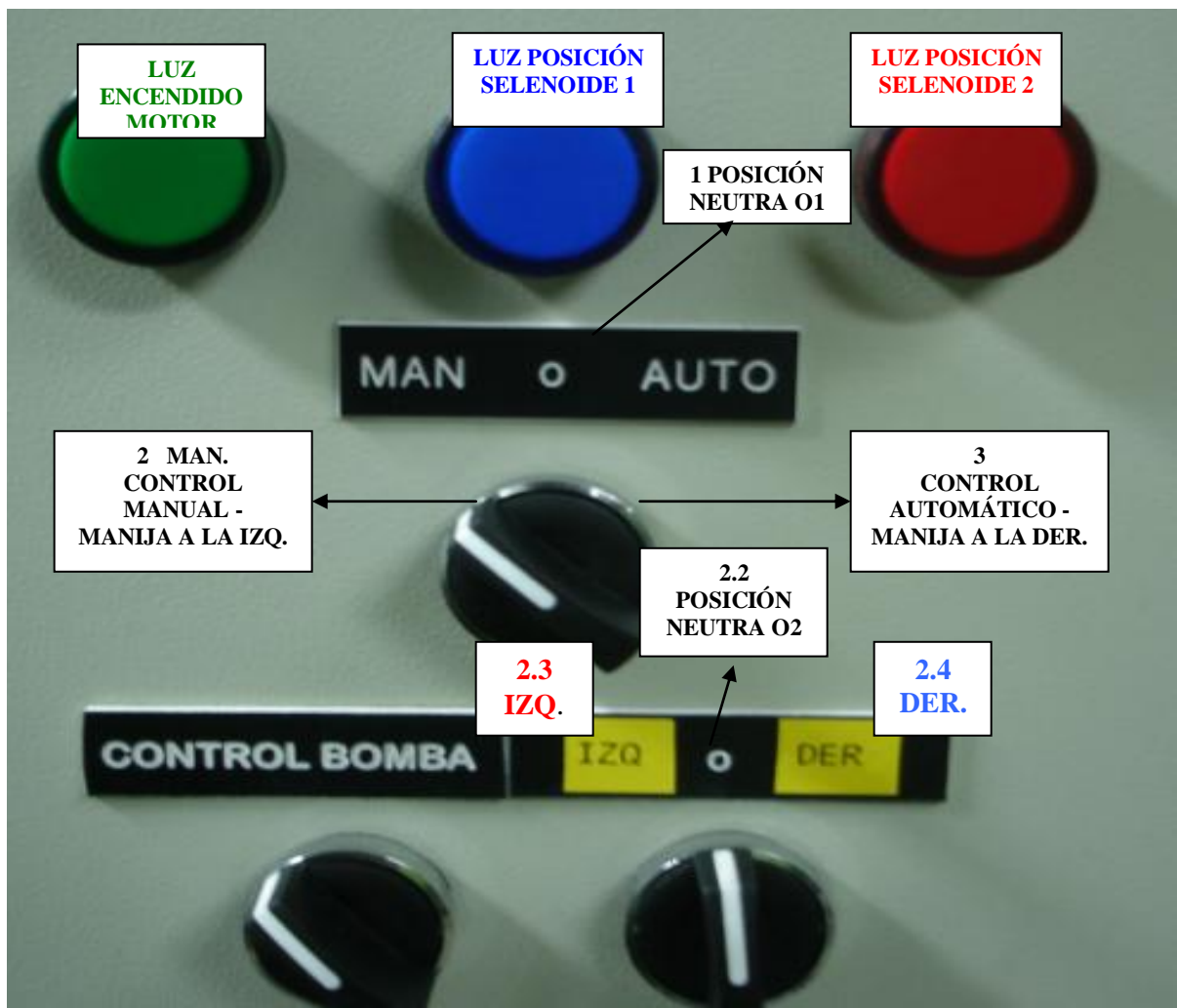
8. Tener en cuenta el montaje y respectivas consideraciones en las conexiones con los cilindros. Siempre inspeccione la tubería y racores antes de comenzar el trabajo. Asegúrese de que las uniones de las mangueras de presión y el cilindro se encuentren perfectamente ajustadas. Siempre use la herramienta adecuada para ajustar las mangueras de presión con el cilindro.
9. Observe que en la parte frontal y posterior del cilindro no estén personas ni material ya que puede ocasionar daños en caso de desastre.

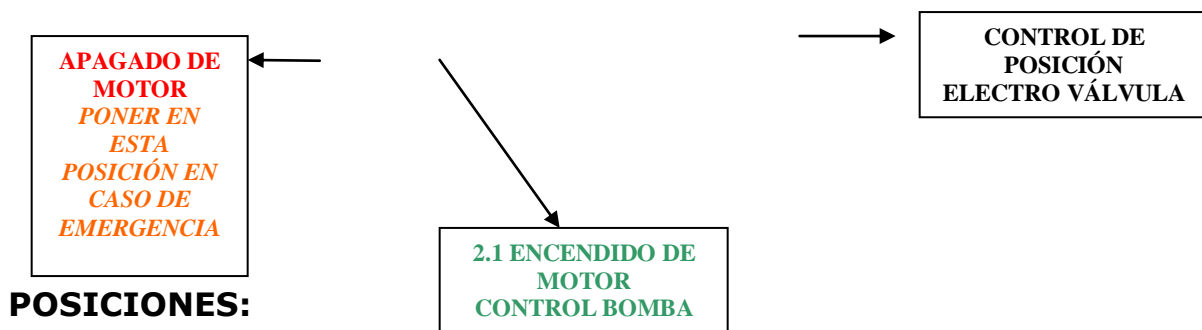
Operación específica:

Para familiarizarse con banco de pruebas, es importante conocer cada una de las partes tanto del sistema hidráulico como el eléctrico.

Panel de control:

El panel de control se ubica en la parte frontal del banco consta con los siguientes botones y luces indicadoras:





- 1) Neutra o **O1.-** no existe comando manual ni automático por lo que el banco se encuentra apagado completamente. **Se tendrá que dejar en esta posición la perilla después del uso del equipo.**

- 2) Manual o **MAN.-** En esta posición (lado izquierdo de la manija) se controlará el banco con las perillas que se detallan a continuación:
 - 2.1) **CONTROL BOMBA.-** Controla el encendido y pagado del motor accionando la bomba o apagándola respectivamente, Posición izq. de apagado y derecha de encendido (**el foco verde se encenderá**).

 - 2.2) Posición **O2.-** En esta posición no esta energizada ninguna bobina de la válvula selectora. **Igualmente se tendrá que dejar en esta posición la perilla después del uso del equipo.**

 - 2.3) **IZQ.-** Energizará la bobina izquierda de la válvula selectora 4/3. Haciendo que entre o salga el eje del cilindro dependiendo de la conexión de las mangueras (**el foco azul se encenderá**).

 - 2.4) **DER.-** Energizará la bobina derecha de la válvula selectora 4/3. Haciendo que entre o salga el eje del cilindro dependiendo de la conexión de las mangueras igualmente (**el foco rojo se encenderá**).

En la posición manual, el banco, no necesitará de un computador para su uso, esto implica la realización de la prueba controlada netamente por el operador.

Pasos para la realización de la prueba:

MANUALMENTE:

IMPORTANTE!

1) Antes de seleccionar la posición **manual** del banco, se deberá tener en cuenta que:

LAS POSICIONES TANTO DEL CONTROL AUTOMATICO Y MANUAL ASI COMO LA POSICIÓN DEL SELECTOR DE LA ELECTRO VÁLVULA DEBERÁN PERMANECER SIEMPRE EN LA PARTE MEDIA o NEUTRA “O” ANTES Y DESPUÉS DE CADA PRUEBA.

Esto implica que ninguna bobina de la válvula selectora 4/3 esta energizada garantizando la recirculación del aceite en el sistema y evitando que el cilindro se ponga en funcionamiento en el caso en que el motor se encuentre encendido.

Se deberá **tener siempre la válvula de alivio totalmente abierta** (comprobando que se de esto abriendo en sentido anti-horario mencionada válvula) con la finalidad de no ocasionar resistencia al fluido evitando que exista presión inicial en el sistema.

2) Una vez seleccionado el selector principal primario en posición manual (MAN) se deberá accionar la bomba encendiendo el foco de **color verde 2.1**.

3) Una vez teniendo la bomba con el aceite recirculando se podrá energizar cualquiera posición de la electro válvula tomando en cuenta que si se seleccionó por ejemplo el lado izquierdo y el eje del cilindro no a salido se deberá cambiar de

posición escogiendo el lado derecho de la electro válvula (o el lado contrario al seleccionado) para que logre salir el eje del cilindro.

4) Determinado previamente la presión a la cual trabaja el cilindro (dato del fabricante) se deberá aumentar la presión del mismo hasta mencionada presión y se mantendrá mencionada presión por un periodo de tiempo no mayor a 2 minutos. (Hacer uso del cronómetro del banco).

5) Realizar el mismo procedimiento con el eje en el interior de la camisa (tomar en cuenta los 2 minutos como tiempo máximo de presión con un cronómetro), para esto se deberá cambiar la posición de la electro válvula a la posición neutra “inevitablemente” como primer paso.

6) Después, se deberá entonces en esta posición **neutra**, bajar la presión del sistema abriendo la válvula de alivio completamente, haciendo que se de una recirculación en el sistema sin presión.

6) Después se cambiará la posición de la electro válvula y si se deberá elevar la presión del sistema nuevamente con la válvula de alivio.

7) El proceso finalizará no sin antes colocar la electro válvula en la posición neutra, y apagando el motor antes de hacer el desmontaje del cilindro.

8) Confirmar que no existen fugas y garantizar al cliente que los sellos han sido colocados en forma segura y que han cumplido con la especificación requerida.

Ahora bien, es importante aclarar que el banco es automatizado lo que implica que su arranque va a ser comandado por una computadora. De igual manera, la válvula distribuidora 4/3 es comandada por 2 solenoides para intercambiar las posiciones de entrada y salida de aceite al cilindro. **Sin embrago, la válvula de alivio es el único componente dentro del banco que no fue automatizado ya**

que es una seguridad manual del sistema y que es ajustada una sola vez para cada ensayo.

Los sensores, dados su robustez, se encuentran ubicados dentro de la línea de presión y retorno para adquirir medidas tanto de la presión como de la temperatura respectivamente. El sensor de temperatura fue protegido con un termo pozo para soportar la presión de trabajo. El sistema de adquisición trabaja con el programa en entorno LabView que controla las condiciones del ensayo y recoge a la vez los datos de presión y temperatura.

AUTOMATICAMENTE:

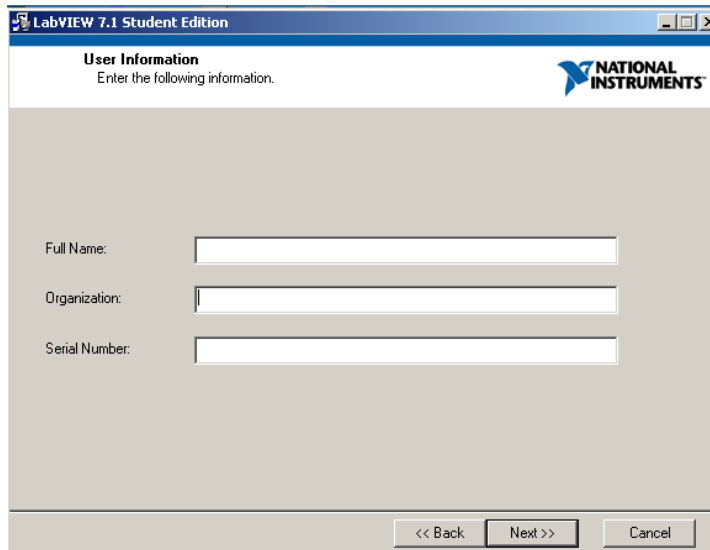
El ciclo de operación del banco consiste en los siguientes pasos:

Instalación del Software

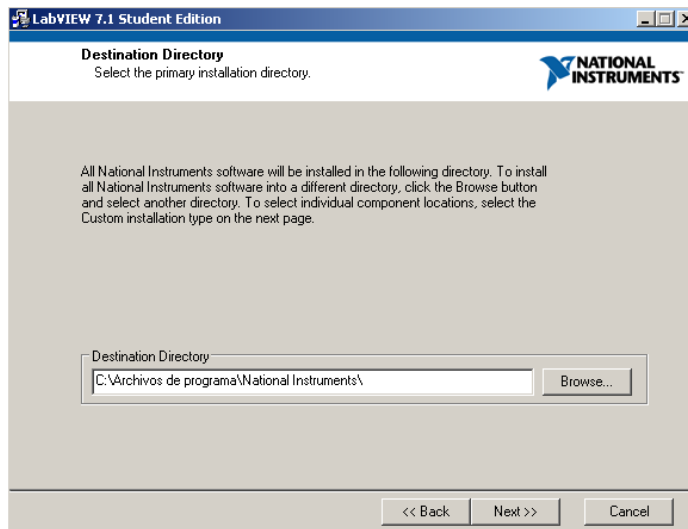
1. Inserte el Cd LabView Student Edition.
2. Haga click en Install LabView7.1



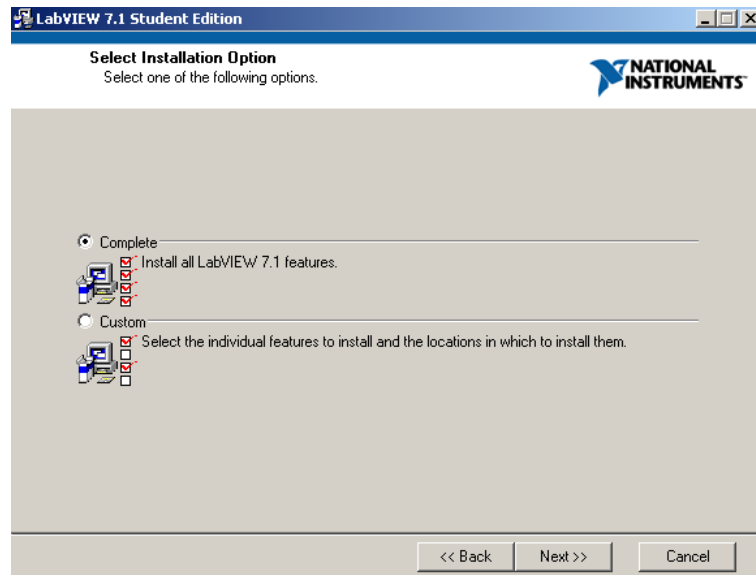
3. Ingresar la información necesaria en los campos solicitados. El número de serie es S79E27423.



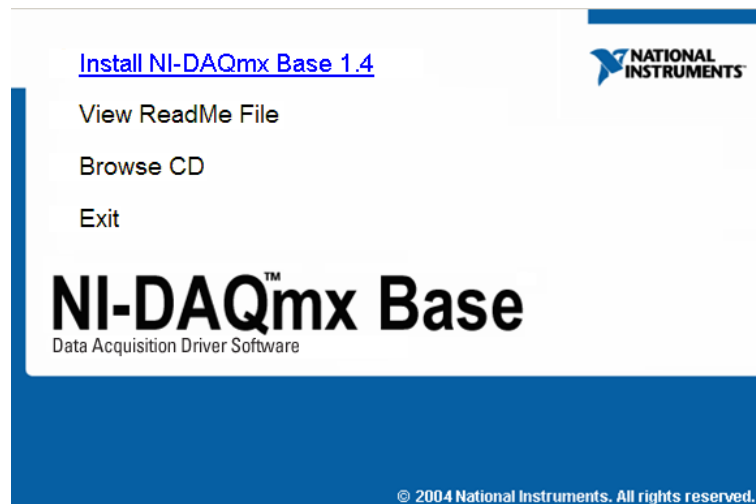
4. Indicar el archivo donde el programa va a ser instalado.



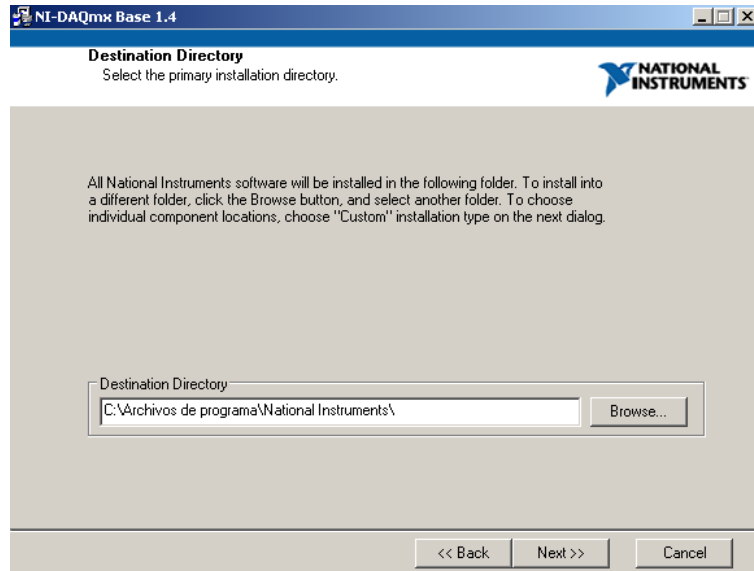
5. Seleccione el tipo de instalación. Se recomienda instalar la versión completa.



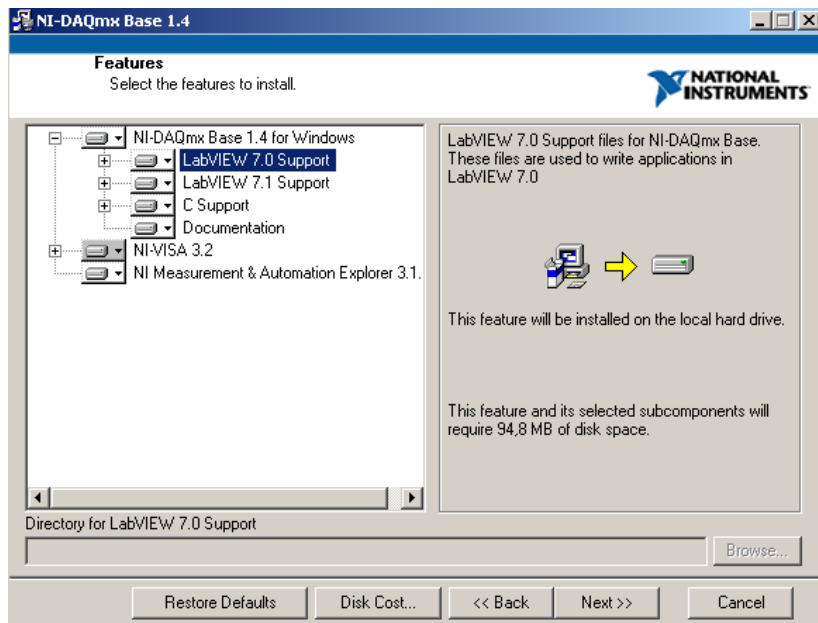
6. El programa de control está listo para su uso. Hacer clic en reiniciar el equipo.
7. Es momento de instalar el driver de la tarjeta de adquisición. Inserte el CD NI-DAQmx Base. Hacer clic en instalar.



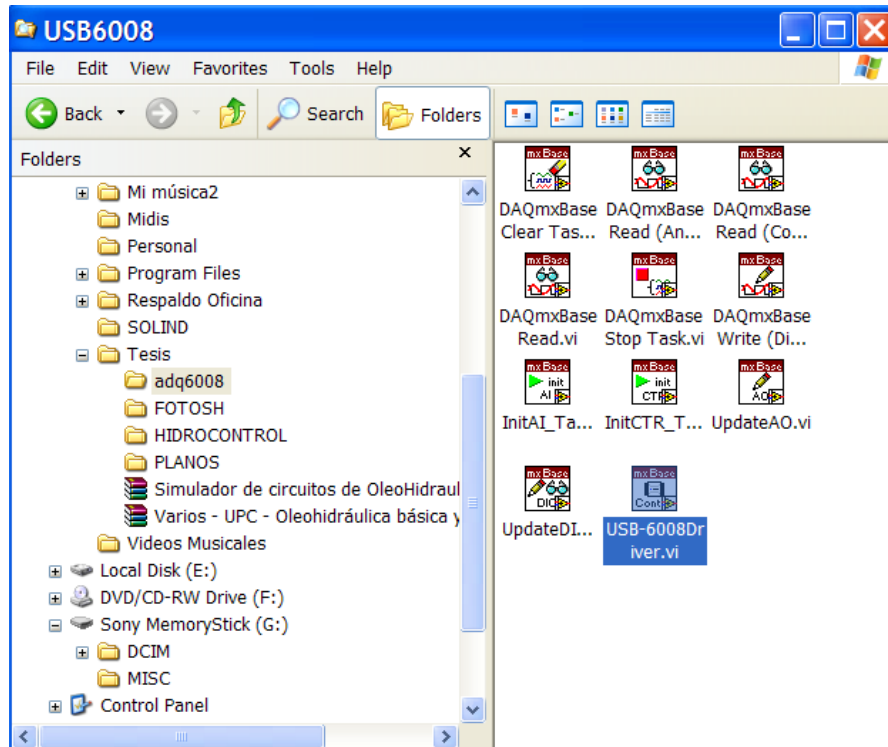
8. Indicar el archivo donde el programa va a ser instalado.



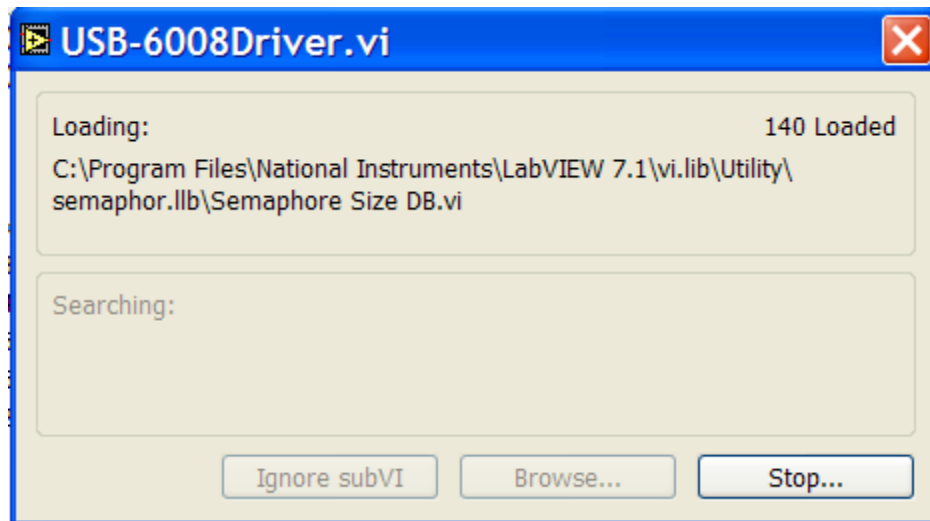
9. Seleccione todos los componentes en la instalación.



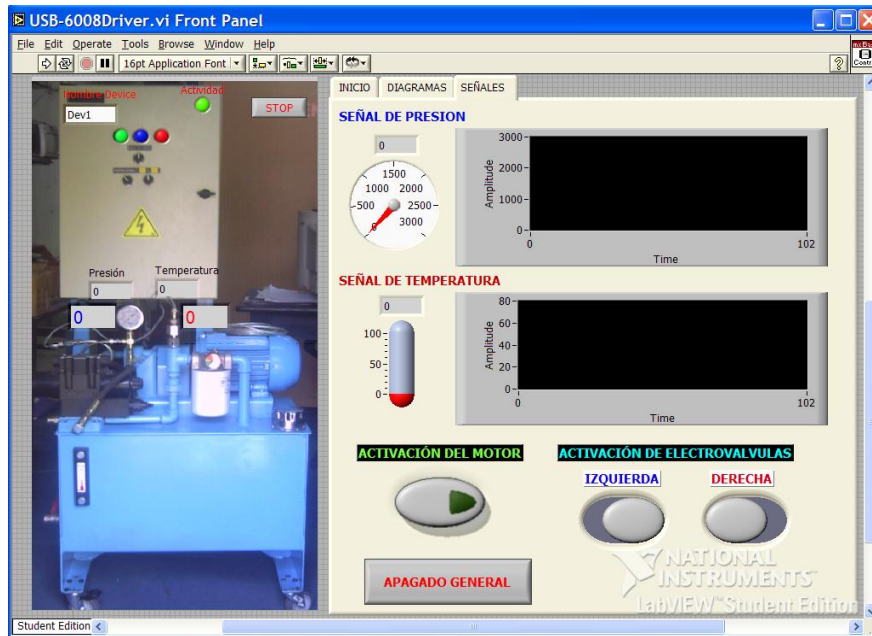
10. El controlador de la tarjeta de adquisición está instalado. Hacer clic en reiniciar el equipo.
11. Copiar el archivo USB6008 en el directorio raíz de LabVIEW.



12. En la carpeta USB6008 hacer doble clic en el archivo USB-6008Driver.vi. LabView comenzará a abrir las librerías correspondientes y el programa de control.



13. Conectar el cable USB de la máquina al puerto correspondiente en el computador. Verificar que el led verde de la tarjeta de adquisición este prendido.

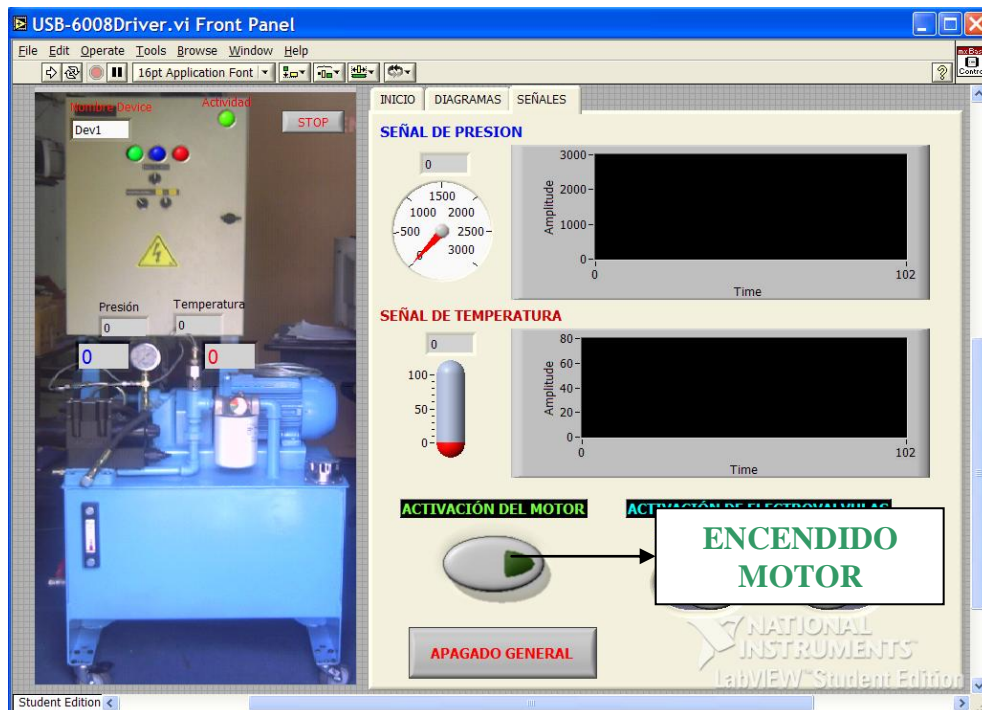


A continuación:

1. Conectar las mangueras de presión desde la sub-placa hasta la entrada y salida del actuador. Asegurarse que los acoples sean los adecuados y que queden perfectamente ajustados.
2. Abrir completamente el tornillo regulador de la válvula de alivio.
3. Colocar la manija de mando en posición automática.
4. Abrir el programa e ingresar las medidas tanto del diámetro interior de la camisa, vástago y carrera del cilindro. Estos datos son importantes para el programa para presentar las gráficas preestablecidas para los ensayos. Recordemos que el banco está en capacidad de someter a prueba cilindros sólo de doble efecto.

Nota: Es importante conocer la presión de trabajo de cada uno de los cilindros sometidos a prueba para poder simular las mismas condiciones de trabajo.

5. Conectar los terminales de los sensores de presión y temperatura asegurándose que estén bien sujetos a las borneras del sistema de adquisición. No se olvide conectar la alimentación eléctrica.
6. Presionar el botón de encendido del motor asegurándose que todos los pasos anteriores hayan sido cumplidos y supervisados por el operario.



Tomar en cuenta que la posición de la perilla de mando de la electro válvula debe estar en posición intermedia.

7. Presionar el botón que energiza la bobina por ejemplo la derecha de la válvula solenoide. En ese instante, el eje podría comenzar a recogerse en el

interior de la camisa hasta la carrera del cilindro. Es conveniente en este punto revisar fugas en los empaques ubicados en la tapa del cilindro.

8. Controlar que la presión del sistema esté regulada a las condiciones del ensayo. Ajustamos el tornillo de la válvula reguladora hasta la presión deseada. El sensor de presión empieza a desplegar en pantalla la medición exacta del sistema.
9. Si es necesario aumentar o disminuir la presión del sistema simplemente se calibra abriendo o cerrando el tornillo de la válvula reguladora.
10. Permanecer la presión de trabajo por alrededor de 2 minutos una vez que la carrera del cilindro se haya completado. Observar que los sensores no presenten caídas o aumentos bruscos en las medidas de presión o temperatura.
11. Presionar el botón que energiza la bobina izquierda de la válvula solenoide. En ese instante, el eje comenzará a salir desde el interior de la camisa hasta completar la carrera del cilindro. Es conveniente en este punto revisar si hay caídas de presión en el sistema; esto, nos ayudará a determinar posibles fugas por los sellos del pistón.
12. Permanecer la presión de trabajo por alrededor de 2 minutos una vez que la carrera del cilindro se haya completado. Observar que los sensores no presenten caídas o aumentos bruscos en las medidas de presión o temperatura.

Nota: De existir fugas hasta este punto parar el ensayo y proceder a desarmar el cilindro y revisar el estado de los empaques.

13. Repetir el procedimiento las veces que sea necesario. Queda a consideración del operario.
14. Generar en pantalla las gráficas correspondientes a:
 - a. Presión = $f(\text{tiempo})$,
 - b. Temperatura = $f(\text{tiempo})$,
15. Guardar los datos del ensayo en un archivo con el nombre del número de orden de producción.
16. Apagar la máquina y desconectar los sensores.

Mantenimiento y lubricación general.

Después de un tiempo de funcionamiento regular de la máquina es preciso atender al mantenimiento de todo el sistema oleohidráulico mediante revisiones periódicas en intervalos semanales debido a las impurezas a las que va a estar sometido el banco ya que en el interior de los cilindros a probar pueden existir impurezas difíciles de extraer que van a contaminar obviamente el aceite y podrían introducirse en los elementos hidráulicos limitando la vida útil del banco.

ACEITE:

El nivel de aceite debe comprobarse periódicamente con el visor antes de cada prueba. Deberá cambiarse el aceite cuando este se presente en mal estado, ya que como se mencionó las averías que se producen en este tipo de sistemas son debidas al mal estado del aceite; cuando sus características tienden a ser las de un aceite oscuro y con sedimentos especialmente. En forma orientativa el aceite deberá ser cambiado después de las 1500 horas de trabajo, al principio y

después, cada 5000 horas de trabajo aproximadamente. Las condiciones de trabajo que sugiere nuestro aceite ISO 46 son:

Cambiarlo las 3000 horas (un año de uso aproximadamente) según recomendaciones del fabricante.

TEMPERATURA:

La temperatura del sistema hidráulico a parte de ser monitoreada por el computador deberá ser monitoreada por el operador y deberá no superar los 65°C, en condiciones normales de trabajo, o como máximo los 70°C. La temperatura recomendada para el aceite ISO 46 es:

Una temperatura no mayor a 60°C.

FILTROS Y TANQUE:

Los filtros de aspiración de retorno, y el filtro de aire del depósito de deberán cambiarse de forma periódica, al mismo tiempo limpiaremos interiormente el tanque, esto se lo realizará el momento del cambio de aceite del sistema.

Después de un prolongado tiempo de trabajo será necesario someter a un mantenimiento general cada uno de los elementos del sistema para corregir posibles fugas a lo largo del sistema o ruidos anormales.

Por último el operador del banco será la persona recomendada para realizar el cambio de algún elemento para superar cualquier mal funcionamiento del banco.

Averías mas frecuentes:

A continuación se dan una serie de consejos que pueden ayudar a localizar averías o ciertas anomalías que pueden presentarse durante el funcionamiento. La

mayor atención se prestará a las bombas ya que, en general, es el componente que se encuentra más sometido a fatiga de toda la instalación.

Ruidos en la Bomba:

Puede ser debido a:

Aspiración deficiente

- Filtro de aspiración demasiado pequeño o se encuentra obstruido, Verificar, y si es preciso, cambiar el filtro.
- Comprobar la tubería de aspiración por si se encuentra parcialmente obstruida.

Aspiración de aire por la bomba.

- Tubería de aspiración por encima del nivel de aceite y con falta de estanqueidad.
- Nivel de aceite en el depósito por debajo del mínimo requerido.
- Juntas de la bomba en mal estado o dañadas.
- Tuberías de retorno unidas al depósito por encima del nivel del fluido. (ocasionando burbujas)
- Línea de retorno del circuito muy cerca del tubo de aspiración de la bomba.

Otras causas:

- Viscosidad del fluido demasiado elevada.
- Temperaturas del aceite por debajo de lo normalmente previsto.
- Tubería de aspiración de diámetro escasamente dimensionado.
- Velocidad de la bomba demasiado alta.
- Ejes de motor y bomba desalineados u ocasionando cargas axiales indeseables.
- Presencia de suciedad en el interior de la bomba.

- Piezas desgastadas en bomba o desajustables, especialmente el retenedor.

La bomba proporciona baja presión:

Puede deberse a las causas siguientes:

- Sentido de giro incorrecto de la bomba.
- A la bomba le falta suministro pleno de fluido en la aspiración.
- La válvula de seguridad y las válvulas reguladoras de presión se encuentran mal reguladas, averiadas o con suciedad.
- El posible desgaste de las juntas de los actuadores provoca fugas internas de aceite de una a otra cámara.
- Pueden existir fugas externas en el circuito, aunque éstas son de fácil localización.
- Excesivo desgaste de los componentes esenciales de la bomba.

Funcionamiento irregular de los actuadores:

Puede deberse principalmente a la entrada de aire en el sistema, aunque también puede deberse a otras causas que se mencionan a continuación:

- Presencia de aire en el sistema debido a la entrada permanente del mismo o a que no se ha purgado debidamente.
- Excesivo rozamiento en las juntas de los cilindros por apriete excesivo en el montaje de las mismas, o por deformación de dichas juntas que producen una estanqueidad irregular.
- En los actuadores puede existir falta de alineación con otros componentes de la máquina por un montaje defectuoso o por que los tornillos de anclaje han podido aflojarse.

- La compresibilidad del aceite cuando se somete a grandes presiones y la elasticidad propia de las tuberías puede ocasionar falta de precisión en los desplazamientos de los órganos móviles de los actuadores.

El siguiente es un cuadro explicativo del mantenimiento de los componentes principales del Banco de pruebas para cilindros hidráulicos:

EQUIPOS	ACTIVIDAD			1ER TRIMESTRE			2ER TRIMESTRE			3ER TRIMESTRE			4ER TRIMESTRE		
	I	R	C	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
DAQ National Instrument	X														
Sensor de Presión	X		X												
Sensor de Temperatura	X		X												
Convertidor de señales	X														
Bomba Haldex 1,5 GPM	X														
Manómetro 0 - 3000 psi	X														
Válvula de Alivio Cetop 5	X														
Electro Válvula 4/3	X														
Filtro de Succión		X													
Filtro de Descarga		X													
Mangueras	X														
Reservorio	X														

LEYENDA:
 I → INSPECCIONAR
 R → REEMPLAZAR
 C → CALIBRAR

Temperatura excesiva en el fluido:

Para que el sistema funcione satisfactoriamente la temperatura del fluido no debe sobrepasar unos límites establecidos por el propio fabricante del aceite, en nuestro caso hasta los 60°C. De hecho la viscosidad empleada en el aceite tiene que depender de la temperatura regular de funcionamiento del circuito. Una temperatura elevada de trabajo exige un aceite de mayor índice de viscosidad y viceversa.

En Conclusión:

Todo esto ayudará a una mejor operación durante el ensayo. Debido a las presiones altas que utiliza la máquina para los ensayos, se recomienda asegurarse de seguir todos los procedimientos que en este manual se detallan.

Es importante prestar atención a los controles y a como estos funcionan. Si bien en el banco de pruebas están claramente definidos cada una de las líneas de trabajo: succión, presión y descarga; no implica que olvidemos a cada uno de los instrumentos de medición como son manómetros y sensores y el buen trato que deben de recibir por parte del operador.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.3 ANTECEDENTES.

El sector industrial de nuestro país no ha sufrido cambios vertiginosos en los últimos 10 años y eso lo podemos apreciar en la obsolescencia de la gran mayoría de sistemas con la que cuenta actualmente el sector industrial, ya sea en los campos relacionados con productos alimenticios, lácteos, cárnicos, farmacéuticos y aseo; sin olvidar el sector relacionado con la maquinaria pesada.

Es así que la industria ecuatoriana requiere del desarrollo tecnológico del más alto nivel con la finalidad de abastecer y dar soporte continuo a sus demandas de producción, para lo cual es necesario disponer de maquinaria que esté a un nivel óptimo.

De aquí se desprende la importancia de la decisión de impulsar la expansión eficiente del sector industrial, para la consecución de un desarrollo tecnológico autónomo, generación y calificación de mano de obra y como también la utilización de recursos naturales disponibles en el país.

La Empresa Gercasa en sus 3 años de experiencia ha demostrado que la calidad de sus sellos hidráulicos y neumáticos es indiscutiblemente buena. Sin embargo, en el último año ha sufrido una serie de dificultades relacionadas directamente con la verificación de los sellos hidráulicos que fabrica. En vista de que llevar un cilindro a un banco de pruebas cuesta alrededor de \$300, rubro sumamente alto para un cliente común, es conveniente poseer una máquina propia de la empresa que le permita verificar sus sellos para todos sus clientes.

1.4 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

Con el presente documento se pretende justificar el diseño, y la construcción de un proyecto de desarrollo tecnológico denominado “Banco de Pruebas para Cilindros Hidráulicos”, obteniéndose con la elaboración del mismo y su homologación una garantía de los parámetros característicos de todos los sellos que trabajan dentro de un cilindro hidráulico.

Estos sistemas los encontramos en una gran variedad de máquinas como son grúas, volquetas, retroexcavadoras, elevadores, prensas, cizallas, montacargas, niveladoras, etc. Como todos conocemos, en nuestro país, gran número de empresas no cuentan con sistemas de mantenimiento planeado y la maquinaria llega prácticamente desecha a su primera reparación. El problema básico de reparar maquinaria en este estado es que no podemos garantizar la respuesta a los parámetros característicos previo a la operación debido a que no se puede simular las condiciones reales de trabajo ya que no se cuenta con un Banco de Pruebas que cree este tipo de parámetros reales.

El proyecto tiene como objetivo diseñar una máquina que simule variables como: temperatura del aceite, presión y caudal para las características del cilindro hidráulico en particular. Esto ayudado de un software de adquisición de datos que tabule toda esta información y presente gráficas de comportamiento real para una serie de carreras del vástago, “comparando” dichas gráficas, con las especificaciones del fabricante, obteniéndose, dependiendo de las diferencias entre parámetros, un enfoque claro para dar solución a un problema en particular, en el caso de que se presente. Mediante este banco se pretende garantizar que los sellos trabajen correctamente y que no existan fallos ocultos posteriores.

Además, se dará solución a la necesidad que tiene la Empresa Gercasa S.C., una compañía con 3 años de experiencia en el mercado que fabrica e instala dichos sellos para maquinaria hidráulica, pero carece de la factibilidad de poner dichos elementos a prueba.

Con este diseño se pretende dar una solución confiable cuya operación sea sencilla y su mantenimiento sea bajo.

Finalmente, se aplicarán los conocimientos adquiridos en la Facultad de Ingeniería Mecánica, evaluando la capacidad de desenvolvimiento frente a eventualidades, dando una correcta solución a los problemas que se presenten, reforzando así, los temas tratados durante la carrera.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 General.

La meta del presente proyecto es diseñar y construir un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera y 250 milímetros de diámetro de pistón con capacidad de hasta 20 Mega pascales para la Empresa Gercasa S.C. en un tiempo de 6 meses a partir de la aprobación de este perfil. El presupuesto de este proyecto es de 5.000,00 (cinco mil dólares) que incluye gastos de ingeniería y fabricación, costos imputables del proyecto y adquisición de materiales.

Los resultados de este proyecto pretenden dejar establecido además un manual de operación y mantenimiento de la máquina que facilite su puesta en marcha.

Específicos.

7. Estudiar todas las variables que involucran un funcionamiento “real” del pistón (temperatura, presión y caudal), verificando una producción y colocación de sellos óptima.
8. Establecer alternativas de solución aconsejables en base a características técnicas, de seguridad, funcionalidad y construcción; así como a determinados contratiempos que puedan ocurrir el momento de el testeo del cilindro, seleccionando un sistema de obtención de datos adecuado para tabular en tiempo real magnitudes como presión, caudal, y temperatura.
9. Diseñar el sistema hidráulico para un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto.

10. Dibujar los planos constructivos del banco para conseguir su correcto armado y funcionamiento y además para que con un moderado mantenimiento tenga una larga vida útil.
11. Realizar la construcción del mencionado banco de pruebas y las pruebas de homologación respectivas.
12. Verificar que las condiciones en las que se encuentra el cilindro sometido a prueba sean óptimas y garanticen un buen desempeño, mediante la comparación de gráficas en tiempo real versus especificaciones del fabricante (Ej.: presión-caudal, temperatura-presión, rpm-presión, presión-tiempo, rpm.-temperatura, caudal-rpm, caudal-tiempo).

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO.

El proyecto cubre la mayoría de aplicaciones oleohidráulicas que están vinculadas con maquinaria pesada, fabricación de productos alimenticios, farmacéuticos, cárnicos, lácteos, aseo y bebidas. Los rangos de presiones en los que oscilan éstos trabajos van hasta 20 Megapascuales (3000 psi). Es así que el alcance del proyecto tiene como límite cilindros de doble efecto que trabajen bajo este rango de presiones y que utilicen el aceite hidráulico como fluido de trabajo. Los cilindros considerados pueden tener una carrera de de 1,5 m y 0,25 metros de diámetro de pistón. Estas limitantes se toman debido a que la máquina CNC que fabrica actualmente los sellos hidráulicos tiene la capacidad de elaborar un sello hasta un diámetro exterior de 0,254 m.

Sin embargo queda la posibilidad abierta de un proyecto complementario que permita ampliar el rango aplicativo del banco de pruebas en lo que respecta a dimensiones mayores.

1.5 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.

La ventaja de poseer un banco de pruebas como éste es que se podría someter a los sellos nuevos a las condiciones de trabajo adecuados antes de entregar el trabajo al cliente. Gracias a esto se podría entregar un producto de calidad y con un certificado de funcionamiento del cilindro hidráulico.

Actualmente los trabajos que se realizan en dicha empresa, no se someten al proceso de comprobación debido a que no se simulan las condiciones normales de trabajo como son la presión, caudal y temperatura.

El equipo es necesario debido a que mediante él se podrá garantizar un sello correcto y probado a condiciones reales de operación. Si nos vamos a las cifras concretas, los principales problemas relacionados en éste ámbito son los siguientes:

Tabla 1.1 Ordenes de producción por fallos en fabricación de sellos

OP	Cliente	Fecha	Costo	Problema
5742	CONDUTO	20/10/2004	\$711,0	Los sellos del pistón de los cilindros Daewoo cedieron cuando trabajaron a las condiciones de trabajo.
5746	LUIS TRUJILLO	25/10/2004	\$55,0	El sello de pistón para una oruga se reventó al trabajar a alta presión.
5854	TALLERES ECA	27/11/2004	\$255,0	Los chevrones cedieron en los labios en una Escavadora John Deere.
5865	RITER S.A.	30/11/2004	\$180,0	El sello del Pistón de una Pala Caterpillar cedió al aumentar la temperatura del fluido motriz a 120 grados centígrados.

Estos son algunos de los trabajos en los que se pudieron evitar errores si previamente los sellos hubieran sido sometidos a prueba. Todo esto hace prever que la puesta en marcha de un proyecto de esta magnitud beneficiaría directamente los intereses de la empresa en mención.

Finalmente, un punto importante considerado es que el banco podría ser ampliado en capacidad y funcionalidad de acuerdo a las necesidades de la empresa a

futuro. Inclusive, el diseño permitirá una adaptación para proyectos como un banco de pruebas hidrostáticas para mangueras, motores hidráulicos y cajas de válvulas entre otros.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 FUNDAMENTOS DE OLEOHIDRÁULICA.

La oleohidráulica o técnica del aceite comprimido¹⁴ en la industria moderna ha crecido debido a que este medio posee ventajas como la versatilidad, implantación simple, silenciosa y de control sencillo tanto de la fuerza, como de los pares de giro y de la velocidad de los mecanismos que componen las máquinas. Una ventaja adicional son las elevadas presiones de trabajo que permiten transmitir grandes esfuerzos o pares de rotación a través de actuadores lineales concebidos para este fin como motores o cilindros hidráulicos. A esto debemos sumar la posibilidad del manejo mediante automatización de los componentes principales que posee el circuito.

Dentro de las *ventajas* que ofrecen los medios de transmisión oleohidráulicos frente a soluciones mecánicas convencionales, pueden destacarse lo siguiente:

- Movimientos suaves, silenciosos y libres de vibraciones.
- Posibilidad de invertir fácilmente el sentido de la marcha.
- Regulación sencilla de las velocidades de trabajo.
- Control simple de las fuerzas y pares en los cilindros y en los actuadores de giro.
- Posibilidad de conseguir arranques y paradas progresivas en los movimientos.
- Fácil protección contra las sobrecargas.
- Auto engrase de todos los componentes.

¹⁴ ROCA RAVELL, Felip. Oleohidráulica básica – Diseño de Circuitos. Madrid: Edicions UPC, 1997. p. 7.

Algunos de los inconvenientes comparados con las transmisiones mecánicas son:

- Para generar presión y caudal es necesario disponer de un motor y una bomba, además de otros componentes auxiliares.
- Es preciso una purga previa de las burbujas de aire que contienen tuberías y aparatos diversos.
- Se originan a veces ciertas pérdidas del fluido por los aparatos y por los racores de unión de las tuberías.

Mediante esta forma de transmisión de energía, pueden conseguirse movimientos lineales o rotatorios. El más utilizado es sin lugar a duda el cilindro hidráulico, que consta de camisa, pistón, eje y o vástago que se desplaza linealmente para producir el trabajo.

Además, tenemos un motor oleohidráulico a través del cual se consigue el giro de un eje a distintas velocidades y en ambos sentidos según ingrese el aceite por uno u otro conducto de la alimentación.

Aplicaciones Generales de la Oleohidráulica

Debemos considerar que las presiones que se presentan en la oleohidráulica están consideradas dentro de cuatro grandes grupos:

- Baja Presión: hasta 70 bar.
- Media Presión: del orden de 210 bar.
- Alta presión: 400 a 600 bar.
- Altísima presión: por encima de 1000 bar.
-

Rangos de presiones de trabajo en aplicaciones comunes en la industria:

Tabla 2.1.1 Aplicaciones Oleohidráulica

Campos de aplicación	Subdivisión de los campos de aplicación en mercados individuales	Sistemas hidráulicos en	Rango de presión de servicio en bar
Hidráulica industrial	Plantas siderúrgicas y laminadoras	Transportador elevador, sistemas de transporte.	160 hasta 180
		Caballetes de ajuste para laminadores.	315 hasta 420
	Máquinas herramientas	Cepilladoras, balancines, agujereadoras, tornos y fijadoras, dispositivos.	50 hasta 100
		Hidráulicos de fijación	50 hasta 300
		Industria automovilística	16 hasta 120
	Prensas	Prensas en general	215 hasta 315
		Prensas especiales	400 hasta 600
		Prensas de alta presión	hasta 1000
	Máquinas para plásticos	Máquinas de inyección y de soplado	150 hasta 210
		Máquina de moldeado a presión	250 hasta 315
		Máquinas de inyección especiales	300 hasta 450
	Técnica de bancos de ensayo	Ensayo de materiales	250 hasta 290
		Equipos de simulación	
Hidráulica en construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas, técnica de teatros	Hidráulica en construcciones metálicas, centrales hidroeléctricas, técnica de teatros	Técnica de teatros, plataformas elevadoras, cabrestantes, cortinajes	100 hasta 150
		Técnica de reactores, compuertas para personas	50 hasta 100
		Regulación de turbinas de vapor	120 hasta 250
		Instalaciones para diques, esclusas	100 hasta 220
		Puentes móviles, teleféricos y elevadores	160 hasta 250
Hidráulica en minería	Hidráulica en minería y con agua como fluido	Accionamiento hidráulico de teleféricos	200 hasta 250
		Máquinas de carga y escavadoras	200 hasta 280
		Hidráulica en galerías, máquina para abrir túneles	320 hasta 420
Hidráulica para el sector móvil	Agricultura	Tractores, segadoras, trilladoras, cosechadoras	hasta 100
	Hidráulica para el sector móvil	Sistema de transporte, grúas, elevadoras, niveladoras	160 hasta 250
		Escavadoras, máquinas para túneles	350 hasta 420

Continuación Tabla 2.1.1 Aplicaciones Oleohidráulica

Hidráulica en técnicas especiales	Técnicas especiales	Mecanismo de traslación, accionamientos de timón de aviones	150 hasta 400
	Bombas de pistón/ reductores hidrostáticos	Máquinas especiales	hasta 315
		Accionamientos rotativos en:	
		- Área industrial	hasta 315
		- Sector móvil	hasta 420
		- Área de bancos de ensayo	hasta 300
		Regulación secundaria	hasta 300
	Cabrestantes	hasta 200	
Hidráulica en barcos	Bombas de pistón/ reductores hidrostáticos	Posicionamiento del timón	150 hasta 250
		Grúas a bordo	150 hasta 300
		Puestas de proa	hasta 200
		Tamices de grava	hasta 200

2.1.15 CONCEPTOS Y LEYES FUNDAMENTALES.

Primero es importante saber las magnitudes básicas con sus respectivas derivaciones, que para el Sistema Internacional y el Sistema Técnico son las siguientes:

Tabla 2.1.2 Unidades Sistema Internacional

SISTEMA INTERNACIONAL (SI)		
UNIDADES BÁSICAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
UNIDADES SUPLEMENTARIAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Ángulo plano	radián	rad

Continuación: Tabla 2.1.2 Unidades Sistema Internacional

UNIDADES DERIVADAS			
Magnitud	Unidad	Símbolo	Fórmula
Fuerza	newton	N	Kg.m/s ²
Frecuencia	hercio	Hz	l/s
Energía	julio	J	N.m
Trabajo	julio	J	N.m
Potencia	watio	W	J/s
Presión	pascal	Pa	N/m ²
PREFIJOS DE LAS UNIDADES			
Cantidad	Múltiplo	Prefijo	Símbolo
1.000.000.000	10 ⁹	giga	G
1.000.000	10 ⁶	mega	M
1.000	10 ³	kilo	k
0,001	10 ⁻³	mili	m
0,000001	10 ⁻⁶	micro	μ

Tabla 2.1.3 Unidades Sistema Técnico

SISTEMA TÉCNICO

UNIDADES BÁSICAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo fuerza	Kgf o kp
Tiempo	segundo	seg
UNIDADES DERIVADAS		
Magnitud	Unidad	Símbolo
Masa	unidad técnica de masa	UTM
Energía	kilográmetro	kgm o kpm
Trabajo	kilográmetro	kgm o kpm
Potencia	Kilográmetro por segundo	kgm/seg
Potencia	caballo de vapor	CV

Para convertir de un sistema a otro se utilizan las siguientes relaciones:

$$1 N = \frac{1}{9,81} \text{ kgf} = \frac{1}{9,81} \text{ kp}$$

$$1 \text{ kgf} = 1 \text{ kp} = 9,81 \text{ N}$$

$$1 \text{ J} = \frac{1}{9,81} \text{ kgm}$$

$$1 \text{ kgm} = 9,81 \text{ J}$$

$$1 \text{ W} = 0,102 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$$

$$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}} = 9,81 \text{ W}$$

$$1 \text{ W} = 0,00136 \text{ CV}$$

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$$

La oleohidráulica se basa en los principios de la hidrostática o de la hidrodinámica que constituyen la mecánica de fluidos.

Los líquidos no son compresibles (en términos prácticos), al contrario de lo que ocurre con los gases. Carecen de forma propia y adoptan la que tiene el recipiente donde se introducen.

Además, si sobre una masa líquida se ejerce una fuerza, ésta se transmite a todos sus puntos. Así, la fuerza F (Figura 2.1.1), aplicada al émbolo A , origina una presión que se transmite en todas las direcciones y cuyo valor es idéntico en cualquier punto.

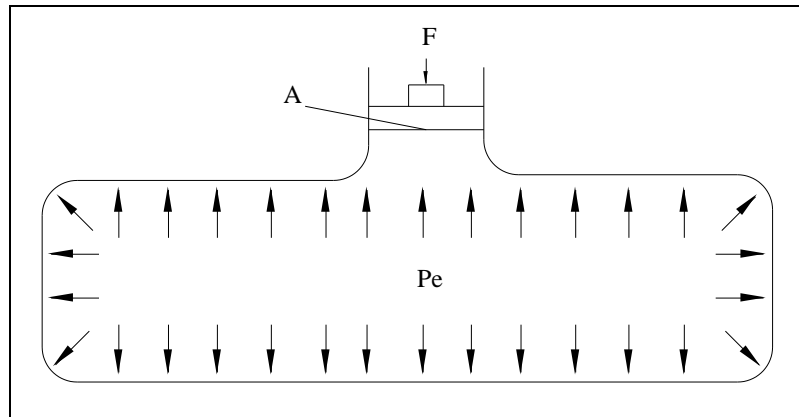


Figura 2.1.1 Principios Físicos

La presión que se conseguiría en todas las direcciones, despreciando el rozamiento del fluido y el peso propio, será:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (\text{Ec. 2.1.1})$$

Siendo:

p = Presión en Pa

F = Fuerza en N

A = Superficie del pistón en m^2

d = Diámetro del pistón en m

Pascal menciona lo siguiente: “La presión ejercida sobre la superficie libre de un líquido, se transmite íntegramente igual y en todas direcciones”. Este principio se aplicó en la construcción de la famosa prensa hidráulica. Ésta consiste en dos cilindros asimétricos de material resistente llenos con líquido y con émbolos en sus extremos libres. Al hacer una fuerza en el cilindro menor y originar una presión, ésta se transmite a través del líquido y llega hasta el otro extremo y mueve el émbolo mayor. La fuerza en este émbolo debe ser mayor para que al dividirse entre el área, también mayor, origine la misma presión inicial.

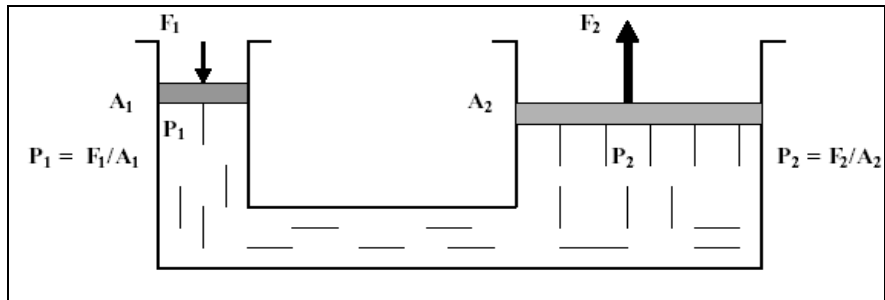


Figura 2.1.2 Principio de Pascal¹⁵

Como las presiones son iguales: $p_1 = p_2$, se tiene:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= p_2 \\
 \frac{F_1}{A_1} &= \frac{F_2}{A_2} \quad (\text{Ec. 2.1.2}) \\
 F_2 &= \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1
 \end{aligned}$$

Esta ecuación nos indica que la fuerza F_2 en el cilindro mayor, será tantas veces mayor como el área 2 sea mayor que el área 1. En otras palabras, la prensa hidráulica resulta ser un multiplicador de fuerzas. La prensa hidráulica se aplica en: frenos hidráulicos, gatas hidráulicas, sillones hidráulicos, trituradores, compactadores, etc.

Si estudiamos el movimiento del aceite en los sistemas oleohidráulicos se considerará éste como fluido ideal al cual se le aplicarán en su momento los coeficientes de corrección correspondientes. De esta forma las leyes fundamentales de la hidrodinámica clásica pueden ser también aplicadas a este tipo de transmisión energética.

Considerando ahora un fluido perfecto, el principio de conservación de la energía permite relacionar las energías a través del conocido *Teorema de Bernoulli*. A continuación se presenta un conducto cualquiera de sección variable y de forma

¹⁵ *Ibíd.*, p. 20

irregular en su conjunto. Entre cualquiera de las secciones consideradas en dicho conducto se cumple:

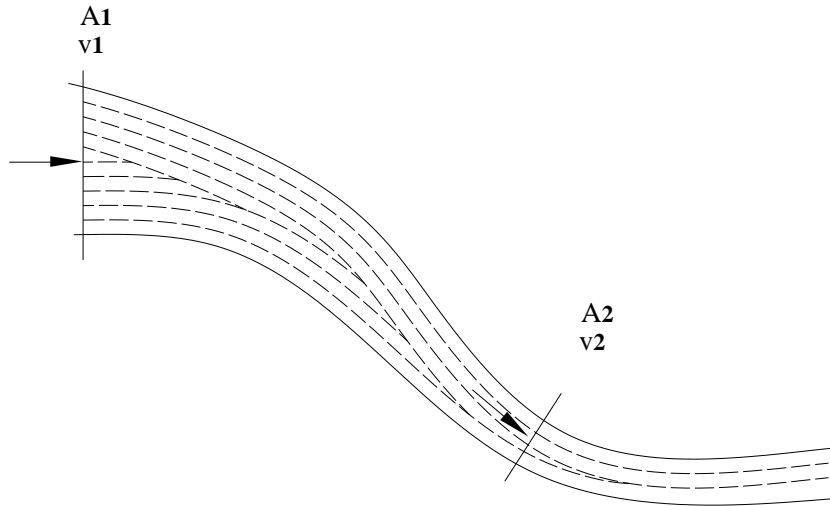


Figura 2.1.3 Ecuación de Continuidad

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = Q = \text{Constante}$$

Siendo:

A_1 y A_2 = Secciones transversales del conducto en m^2 .

v_1 y v_2 = Velocidades medias respectivas de dichas secciones en m/min .

Q = Caudal del fluido en m^3/min .

El caudal es la cantidad de fluido que pasa por un conducto en un tiempo determinado.

Tomando ahora en cuenta la Figura 2.1.4, y a dos secciones transversales cualesquiera A_1 y A_2 , situadas a las alturas h_1 y h_2 desde un plano de referencia, se cumplirá, según el mencionado teorema y teniendo en cuenta la conservación de energía:

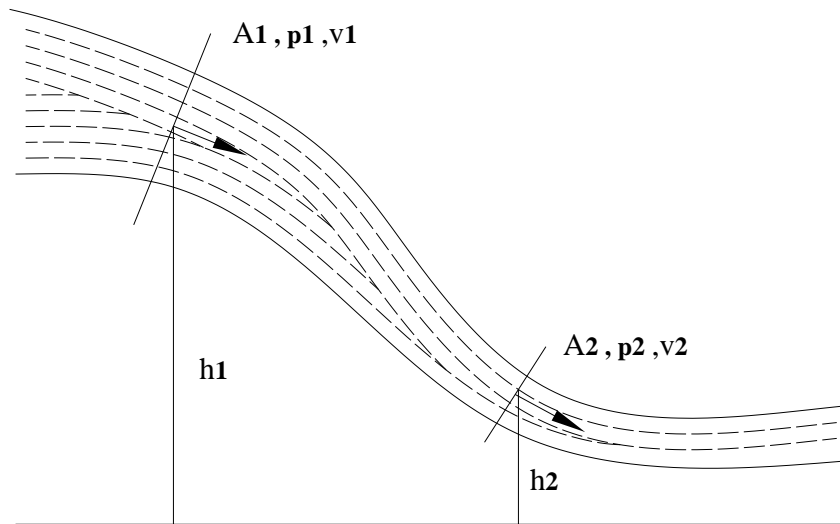


Figura 2.1.4 Teorema de Bernoulli

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + e_{T1} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + e_{T2} = \text{Constante} \quad (\text{Ec. 2.1.3})$$

Donde:

h_1 y h_2 = Alturas de referencia en m.

v_1 y v_2 = Velocidades del fluido en las secciones A_1 y A_2 .

p_1 y p_2 = Presiones estáticas en N/m^2 .

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

ρ = Densidad del líquido en Kg/m^3 .

e_{T1} y e_{T2} = Energía térmica por unidad de peso, expresada en m.

Considerando las altas presiones empleadas en oleohidráulica, tal expresión puede simplificarse. Es así, que pueden perfectamente omitirse las diferencias de nivel o alturas de las secciones y las diferencias de energía térmica. La expresión anterior quedará de la siguiente manera.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} = \text{Constante}$$

Teniendo en cuenta esta última expresión, en la práctica se cumple pues que toda disminución de sección en una conducción por donde discurre un fluido, se traduce en un aumento de la velocidad y, por tanto, en una disminución de la presión, y viceversa.

Por otro lado, si por un tubo de secciones desiguales circula un líquido de manera continua, por cada tramo de tubería pasarán los mismos volúmenes de líquido por unidad de tiempo.

El caudal Q que fluye por el tubo es el volumen V del líquido que circula por él por unidad de tiempo t :

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{Ec. 2.1.4})$$

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

$$Q = \frac{A \cdot L}{t} \quad (\text{Ec. 2.1.5})$$

2.1.16 CAÍDAS DE PRESIÓN O PÉRDIDA DE CARGA.

Aunque se conoce que en todo sistema existen pérdidas, el responsable del diseño de la instalación debe procurar que las pérdidas de carga o de presión en las conducciones se reduzcan a unos mínimos razonables. La pérdida de carga o rendimiento en tuberías rectas depende de varios factores: rugosidad superficial del interior de tubo, longitud del mismo, sección de paso, viscosidad del aceite y velocidad media de circulación del fluido.

En lo que respecta a las condiciones del tubo y al aceite, el responsable del diseño no puede hacer mucho debido a que los valores le vienen impuestos por el

fabricante de estos productos. En lo que se refiere a la longitud del tubo, lo imponen los requerimientos de la instalación, donde, por razones evidentes, debe ser lo más corta. Además, debe conseguir que el fluido circule por las tuberías a una velocidad adecuada, o en régimen laminar, con el objeto de no superar el número de Reynolds crítico. Para ello bastará con dimensionar de manera adecuada el diámetro interior de las tuberías para cada caso.

Las pérdidas de carga en las conducciones se expresan por las caídas de presión que tiene lugar en los diferentes tramos. Esta pérdida de carga en un determinado tramo puede calcularse a través de la expresión:

$$\Delta_p = \frac{50 \cdot \lambda \cdot L \cdot v^2}{d \cdot g} \quad (\text{Ec. 2.1.6})$$

Donde:

Δ_p = Caída de presión en bar

λ = Coeficiente de resistencia donde:

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad \text{para el régimen laminar}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{R_e}} \quad \text{para el régimen turbulento}$$

L = Longitud del tramo correspondiente de tubería en m.

v = Velocidad media del aceite en m/s.

d = Diámetro interior de la tubería en mm.

g = Aceleración de la gravedad en m/s².

2.1.17 RÉGIMEN LAMINAR Y TURBULENTO, NÚMERO DE REYNOLDS.

Al circular un líquido por un conducto tiene lugar una pérdida de carga como consecuencia de cierta resistencia que opone la pared interior de la tubería y el rozamiento interno entre las propias partículas del fluido. Para una conducción recta, dichas pérdidas dependerán de la rugosidad interior de la pared del tubo, de la longitud de éste, y de la velocidad del fluido, o lo que viene a ser lo mismo, del diámetro de la sección.

De acuerdo a la velocidad de circulación del fluido, y de acuerdo a cómo se comporten las partículas en su desplazamiento, pueden considerarse dos tipos de régimen: el régimen *laminar* y el *turbulento*.

En el caso del régimen *laminar*, el fluido circula a velocidad reducida, según se representa en la Figura 2.1.5(a), caracterizando su partículas por moverse en línea recta según trayectorias paralelas al eje del tubo. Este tipo de flujo es el ideal en las transmisiones oleohidráulicas pero no siempre es posible. Tal y como se aprecia en la Figura 2.1.5(c), en este tipo de régimen las partículas de aceite adheridas a la superficie interior del tubo permanecen estacionarias, o lo que es lo mismo, tienen la velocidad nula. La velocidad de dichas partículas va aumentando desde dicha pared hasta el eje del tubo donde se hace máxima, según la variación aproximada mostrada en el dibujo. Se considera velocidad media del fluido V_m , aquella velocidad supuestamente constante que haría circular un caudal determinado o volumen de líquido por unidad de tiempo.

Cuando los valores de la velocidad media alcanzan y sobrepasan un determinado valor, se dice que se ha llegado a lo que se denomina *velocidad crítica*. A partir de ahí las partículas, según se muestra en la Figura 2.1.5(b), están dotadas de un movimiento desordenado cambiando continuamente de dirección al entrecruzarse entre sí formando torbellinos. A este tipo de régimen se lo denomina *turbulento*. La distribución aproximada de las velocidades de las partículas se muestra en la Figura 2.1.5 (d), donde también las velocidades en la pared del conducto son nulas, haciéndose máximas en el centro o eje geométrico longitudinal, pero con

una variación en toda la sección algo distinta de la que se produce en el régimen laminar.

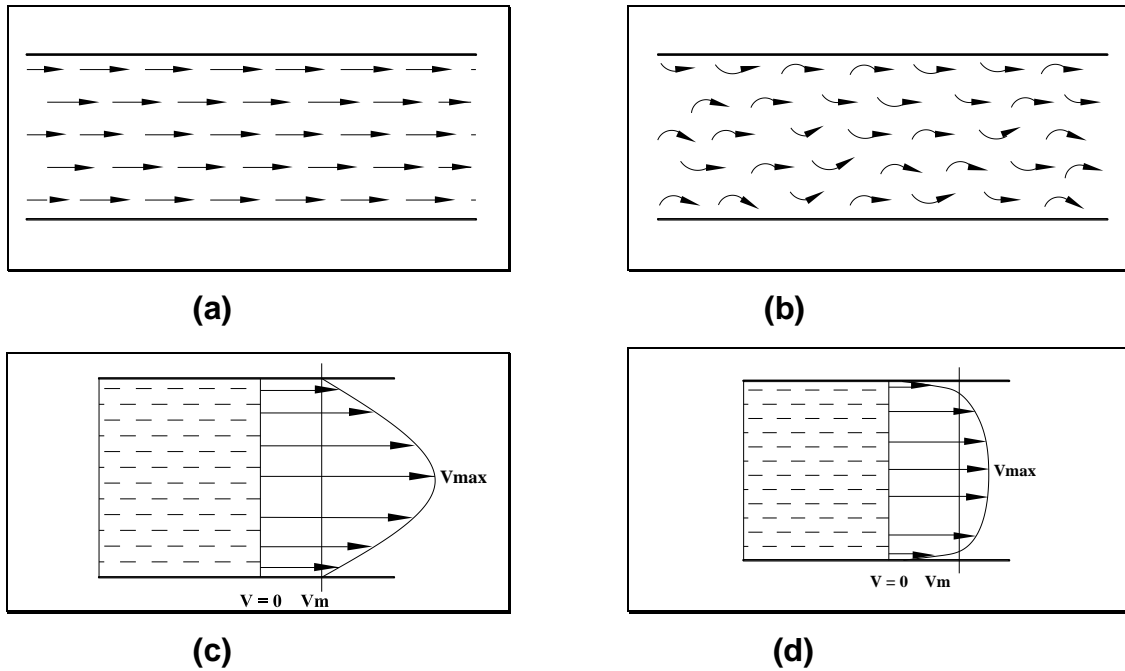


Figura 2.1.5 Régimen Laminar y Turbulento

El tipo de régimen existente en una tubería puede determinarse mediante el número característico de Osborne Reynolds, que es adimensional y está referido a conducciones de sección circular. Tal número se obtiene a través de la expresión:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu \cdot g} \quad (\text{Ec. 2.1.7})$$

Donde:

ρ = Densidad del líquido en Kg/m³.

v = Velocidad media en el conducto en m/s.

d = Diámetro interior de la tubería en m.

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en kg/m·s.

g = Aceleración de la gravedad en m/s².

La experiencia nos muestra que para tubos cilíndricos de pared lisa, la velocidad crítica o de transición de un régimen laminar a uno turbulento se alcanza para un valor característico de Reynolds:

$$R_e = 2300$$

En las conducciones empleadas en oleohidráulica no conviene superar este significativo número. En el conjunto de la instalación ello no es posible debido al elevado número de estrangulaciones y cambios bruscos en la dirección del fluido que se producen en los propios componentes del circuito como en los distribuidores, los reguladores de caudal, las válvulas antiretorno y en los diversos tubos y racores de unión que se emplean.

2.1.18 VELOCIDADES DEL FLUIDO EN CIRCUITOS.

De acuerdo a la figura se puede apreciar los cuatro tipos de tuberías que conforman cualquier circuito: las de aspiración, las de presión, las de retorno y las que cumplen con la doble función de presión y retorno.

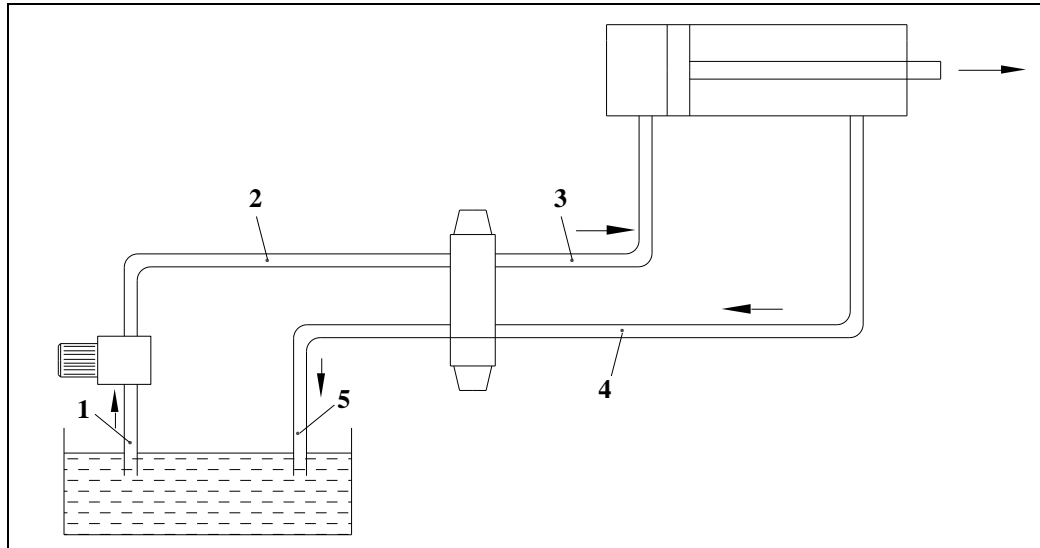


Figura 2.1.6 Circuito Oleohidráulico Convencional simplificado

Las tuberías *de aspiración* (1) son tuberías que discurren desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. El extremo libre de la tubería debe encontrarse sumergido en el aceite con el objeto de evitar la aspiración de aire. Debe procurarse que sean de la menor longitud posible con objeto de facilitar la aspiración del aceite. El diámetro interior debe ser generoso para que la velocidad del fluido sea lenta y no forzar la aspiración de la bomba. Por estas tuberías circula el aceite a la velocidad más lenta de todo el circuito. El sentido del flujo es siempre el mismo ya que se dirige hacia la bomba. Son tuberías que en general no soportan presión.

Los conductos *de presión* (2) son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, en este caso un cilindro. En estas tuberías la velocidad puede ser la más rápida y dependerá también de la presión de trabajo del circuito. El sentido del flujo es siempre el mismo y se dirige desde la bomba hasta el mencionado distribuidor. Estas tuberías se encuentran sometidas a la mayor presión que se produce en el circuito.

Las tuberías *de retorno* (5) son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. El fluido circula con una presión mas

baja. La velocidad debe ser algo más lento que en los conductos de presión y el sentido del flujo también es constante y se dirige siempre desde el distribuidor hacia el depósito.

Las tuberías de distribución hacia los actuadores (3) y (4) son tuberías que cumplen la doble función de tuberías de *presión* y de *retorno*, dependiendo del sentido del movimiento del vástago cuando el accionador es un cilindro, y del sentido de giro del eje, cuando tal accionador es un motor hidráulico o un accionador rotatorio. Para nuestra figura, donde el vástago del cilindro avanza, la tubería (3) se comporta como de presión y la (4) como tubería de retorno. Al invertir el movimiento del vástago, la (4) pasa a ser de presión y la (3) se convierte en tubería de retorno. Se busca un cierto equilibrio en lo que se refiere al dimensionado del diámetro interior.

Tabla 2.1.4 Velocidades recomendadas del fluido en tuberías

Conductos	Velocidad del Fluido en m/s		
	Presiones de trabajo en bar		
	de 0 a 25 bar	de 25 a 100 bar	de 100 a 300 bar
De presión	de 0,3 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Al aumentar la presión del circuito puede aumentarse también la velocidad de circulación del aceite hasta el valor de 6 m/s, e incluso más en determinadas aplicaciones. Por otro lado, en los conductos de alimentación y retorno, al no existir presión la velocidad puede mantenerse constante entre los valores aproximados que se muestran.

Es importante además analizar los tipos de tuberías: rígidos y flexibles, conociéndose, también este último como manguera, y que son las líneas conductoras para transportar el fluido por todo el sistema.

La elección de una tubería viene determinada por dos datos tales como:

- Caudal que pasa por unidad de tiempo.
- Presión soportada por las paredes.

2.1.19 FLUIDOS HIDRÁULICOS.

2.1.19.1 Introducción.

Técnicamente puede utilizarse cualquier fluido hidráulico pues todos cumplen con las leyes de Pascal. Aunque inicialmente se utilizó el agua como fluido de trabajo, éste ofrecía desventajas debido a que no impedía el desgaste y en combinación con el oxígeno generaba corrosión.

Los aceites minerales ofrecen actualmente buenas cualidades lubricantes y una elevada protección contra la corrosión. Además, con la adición de sustancias especiales (aditivos) los aceites minerales mejoran cada vez más sus propiedades.

La única desventaja de los aceites minerales es su inflamabilidad. Debido a ello, los equipos hidráulicos en cercanía de llamas, metales fundidos o áreas de elevadas temperaturas, utilizan muchas veces fluidos de difícil inflamabilidad.

Esto nos hace pensar que no existe un fluido hidráulico ideal; sin embargo, la selección minuciosa de acuerdo a las exigencias del equipo es una condición previa para un correcto funcionamiento.

2.1.19.2 Características esenciales del fluido hidráulico.

Los puntos principales se detallan a continuación:

- Buena cualidad lubricante.
- No atacar al material.
- Buen comportamiento viscosidad – temperatura.
- Elevada resistencia térmica y a la oxidación.
- Compresibilidad reducida.
- Reducida tendencia y a tomar espuma.
- Elevada densidad.
- Buena capacidad de conducción térmica.
- Difícil inflamabilidad para aplicaciones especiales.
- Toxicidad nula.
- Costos reducidos.
- Bajo costo de mantenimiento.

Además, para un funcionamiento seguro de los sistema hidráulicos la correcta selección del fluido es tan importante como la selección de las partes componentes. Por ello es imperativo que se sigan las instrucciones del fabricante, por ejemplo sobre resistencia al envejecimiento, predisposición a la formación de espuma, tolerancia al plomo y metales no ferrosos, limpieza en las condiciones de suministro y filtrabilidad.

2.1.19.3 Viscosidad.

La viscosidad de un aceite no es una propiedad fija, sino que varía, y a veces mucho, con la temperatura. Es una propiedad de las sustancias fluidas

definiéndola como la resistencia que ofrecen las moléculas que configuran el fluido (aceite) al deslizarse unas sobre otras.

La viscosidad es a los líquidos como el rozamiento es a los sólidos. Las consecuencias del aumento o disminución de la temperatura producen:

Tabla 2.1.5 Consecuencias del aumento o disminución de la temperatura

	Viscosidad	Densidad	Fricción	Compresibilidad	Fugas internas	Eficiencia bomba	Velocidad actuadores
Aumento temperatura	-	-	-	-	+	-	-
Disminución temperatura	+	+	+	+	-	+	+

Recuerde que:

- Una viscosidad muy elevada conduce a grandes pérdidas por rozamiento y flujo, medible como caída de presión y sobre calentamiento del aceite.
- Una viscosidad demasiado baja origina fugas, un mayor desgaste y con ello un sobrecalentamiento del aceite.
- Cuanto mayor es el índice de viscosidad menor es la dependencia de esta con la temperatura.

2.1.19.4 Medida de la viscosidad.

La mejor forma de valorar la viscosidad de un aceite es comparándola con el valor del líquido más universal que existe: el agua. Para la determinación de esta característica se emplea el viscosímetro de Engler (Figura 2.1.7). Este dispositivo

de medida consta de un recipiente (3), en el interior del cual se halla el aceite cuya viscosidad se pretende determinar. Dicho recipiente a su vez se encuentra en el interior de otro (4) que contiene agua. El elemento (1) es una varilla cuyo extremo inferior hace de tapón del conducto (5) de salida del aceite hacia el exterior. En el interior del recinto de aceite se instala un termómetro (2) que medirá la temperatura del fluido objeto de medición.

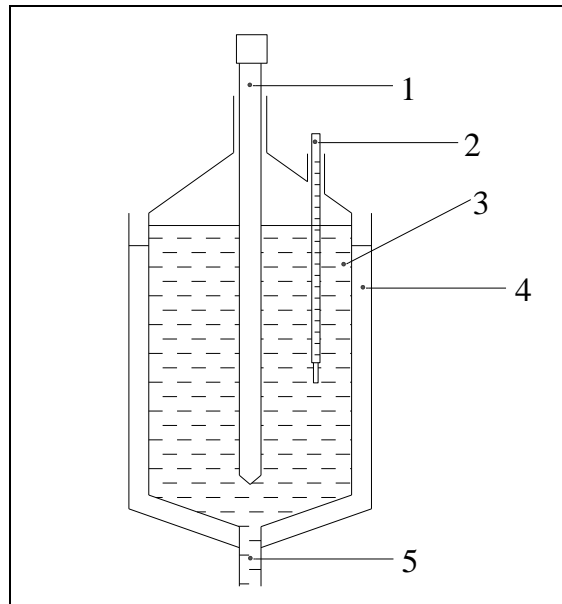


Figura 2.1.7 Viscosímetro de Engler

El ensayo se efectúa del siguiente modo: En el recipiente (3) se introduce un volumen de 200 cm^3 de aceite. Previamente con la varilla (1) se ha cerrado el paso del conducto (5). El agua contenida en el recipiente (4) se va calentando o enfriando según la temperatura del ensayo. Cuando el termómetro (2) indica la temperatura deseada, se levanta la varilla (1) y el aceite fluye al exterior a través del conducto mencionado. Desde el instante mismo en el que el aceite empieza a salir, se mide con un cronómetro el tiempo transcurrido hasta el vaciado total del recipiente.

La temperatura más comúnmente aceptada para medir la viscosidad del aceite es de 20°C , aunque se emplean también temperaturas de 40°C , 50°C y 100°C , según

los tipos de aceite. Cuando se proporciona el índice de viscosidad de un aceite es obligado, por razones obvias, mencionar la temperatura del ensayo.

La relación entre el tiempo en segundos que emplea el volumen de aceite indicado en pasar por el conducto de evacuación, a una determinada temperatura, y el tiempo en pasar la misma cantidad de agua en las condiciones dadas anteriormente, se conoce con el nombre de *viscosidad en grados Engler* (°E), es decir:

$$^{\circ}E_{(t)} = \frac{t}{t_a} \quad (\text{Ec. 2.1.8})$$

Siendo:

$^{\circ}E_{(t)}$ = Viscosidad en grados Engler a la temperatura de T°C.

t = Tiempo en segundos del paso de aceite.

t_a = Tiempo en segundos del paso del agua destilada a 20°C.

La viscosidad así determinada se conoce con el nombre de *viscosidad cinemática*. Esta unidad en grados Engler es la que tradicionalmente se ha utilizado, aunque el SI y, por tanto, la norma UNE, expresa la viscosidad cinemática en m²/s y también en *Centistokes* (cSt). En Estados Unidos se utilizan los segundos *Saybolt* universales (S.S.U) y en Inglaterra, los segundos *Redwood*.

La equivalencia entre las unidades SI o las de UNE, es la siguiente:

$$1 \text{ Centistoke (cSt)} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

En la mayoría de los sistemas oleohidráulicos las viscosidades oscilan entre los 200 y los 20 centistokes, aproximadamente a la temperatura de 20°C. Para

hacerse una idea, basta decir que a una temperatura de 20°C, el índice de viscosidad del agua, que se toma como referencia, es de 1 Centistoke.

Por motivos prácticos en algunos casos interesa conocer la denominada *viscosidad absoluta o viscosidad dinámica* donde se involucra el peso específico del fluido. La viscosidad absoluta se expresa en el SI y en la norma UNE en N.s/m² y en *Centipoises* (cP). El Poise es un múltiplo del Centipoise, de forma tal que la equivalencia entre las unidades del sistema ISO o la UNE es:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Poise} &= 100 \text{ Centipoise.} \\ 1 \text{ Centipoise (cP)} &= 10^{-3} \text{ N.s/m}^2. \end{aligned}$$

La conversión de la viscosidad cinemática en grados Engler, en viscosidad dinámica en Centipoise, pueden llevarse a cabo a través de la expresión:

$$\mu = \rho \cdot \left(73,18 \cdot {}^{\circ}E - \frac{63,08}{{}^{\circ}E} \right) \cdot 10^{-3} \quad (\text{Ec. 2.1.9})$$

Donde:

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en Centipoise.

ρ = Peso específico del aceite en kp/dm³.

${}^{\circ}E$ = Viscosidad cinemática en grados Engler.

La conversión de la viscosidad Engler en viscosidad dinámica en kp.s/m², puede llevarle a cabo a través de la expresión:

$$\mu = \rho \cdot \left(0,746 \cdot {}^{\circ}E - \frac{0,643}{{}^{\circ}E} \right) \cdot 10^{-3} \quad (\text{Ec. 2.1.10})$$

Siendo:

μ = Viscosidad absoluta o dinámica en kp.s/m².

2.1.19.5 Compresibilidad del aceite.

A diferencia de los gases, los líquidos en general, y a efectos prácticos, se consideran incompresibles hasta presiones de unos 70 bar. En general, esa escasa compresibilidad del aceite, apenas se tiene en cuenta en cualquier sistema oleohidráulico convencional. Sin embargo, en los sistemas de alta presión con elevado volumen de aceite en la instalación y en determinados casos, conviene tener en cuenta la compresibilidad del aceite real que experimentan los fluidos hidráulicos utilizados en estos sistemas. Por una parte la compresibilidad del aceite puede ocasionar ciertos movimientos de retroceso en los mecanismos al aumentar la presión y, por otra, un tiempo algo más prolongado en los ciclos de trabajo.

En un circuito oleohidráulico cualquiera, no solamente es el fluido hidráulico el único responsable del retroceso o elasticidad del sistema mecánico solidario al vástago del cilindro, sino que también las tuberías, el propio cilindro y el resto de los componentes contribuyen a acentuar este efecto. Al aumentar la presión, tales elementos se dilatan y junto al fenómeno de compresibilidad mencionado el efecto de retroceso se ve de esta forma incrementado.

En la práctica, y con el mejor de los criterios, lo que se hace es considerar valores de compresibilidad del aceite con cierta generosidad con objeto de compensar las dilataciones de los componentes mencionados. Así, y basándose en la experiencia, en los cálculos de reducción de volumen en general y teniendo en cuenta los aumentos de presión, bastará considerar en los aceites minerales de los circuitos los valores orientados en la tabla 2.1.6.

Tabla 2.1.6 Compresibilidad de aceites hidráulicos

COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE	
Presión en bar	Reducción de volumen en %
de 70 a 350	0,5
500	1,7
600	2,4

700	3,1
800	3,8
900	4,5
1000	5,2

2.1.19.6 Clasificación de los Fluidos Hidráulicos.

La correcta selección del aceite es un prerequisite para un correcto funcionamiento del equipo, cuyas condiciones deben verificarse cuidadosamente.

Las cualidades del aceite hidráulico dependen:

- El tipo de aceite base.
- El grado de refinación y
- El tipo y cantidad de sustancias agregadas (aditivos).

Los fluidos hidráulicos con buena fluidez en frío se producen de aceites para naftas. Se emplean en equipos que arrancan a bajas temperaturas y con máxima temperatura de aceite de hasta 30°C.

Si la fluencia en frío es el criterio decisivo para la selección se recomienda el empleo de fluidos con base parafinas que tienen una mayor resistencia a la oxidación y un mejor comportamiento viscosidad – temperatura.

Se producen, sin embargo, mezclas de aceite de base de naftas y parafinas con aceites aromáticos, para ampliar en lo posible el rango de aplicación. Los componentes indeseados del aceite, por ejemplo cadenas de azufre se eliminan por refinación. Mediante el agregado de sustancias especiales se mejoran las cualidades del aceite hidráulico, por ejemplo la protección contra el desgaste.

Grupos de fluidos hidráulicos

Tabla 2.1.7 Clasificación de los aceites hidráulicos

Aceites inflamables	{	Aceites HL
		Aceites HLP
		Aceites HV
		Aceites HLP-D
		Aceites no contaminantes
		Aceites multipropósito
Aceites no inflamables	{	Grupo HFA – emulsión aceite en agua
		Grupo HFB – emulsión agua en aceite
		Grupo HFC – soluciones de polímeros en agua
		Grupo HFD (R,S,T,U) – fluidos sintéticos sin agua

ACEITES INFLAMABLES

Aceites HL

Son aceites combinados en los cuales mediante sustancias activas se mejora la resistencia al envejecimiento y se aumenta la protección contra corrosión. Se utilizan en equipos en los que se esperan temperaturas hasta 50°C y/o corrosión por entrada de humedad. Son principalmente aceites multiuso, por ejemplo aceites para bancada que contienen aceites grasos o esteres grasos.

Aceites HLP

Los aceites HLP ofrecen una mejor protección contra el desgaste. Contienen inhibidores contra el envejecimiento, aditivos anticorrosión y sustancias adicionales para disminuir el desgaste en el caso de rozamiento múltiple. No deben utilizarse los aceites cuando ataque le plomo.

Aceites HV

Utilizados en equipos sometidos a fuertes variaciones de temperatura o bajas temperaturas ambientes, por ejemplo expuestos a la intemperie, deben emplearse aceites con mayor índice de viscosidad (VI) denominados aceites HV. En estos aceites debe considerarse una importante pérdida de la viscosidad de hasta un 30%. Significa que por ejemplo, para una bomba con una viscosidad mínima admisible de $25 \text{ mm}^2/\text{s}$ debe utilizarse un aceite HV con una viscosidad de $36 \text{ mm}^2/\text{s}$, con lo que considerando la pérdida en servicio la viscosidad no cae debajo del mínimo admisible.

Aceites HLP – D

Contienen aditivos detergentes y dispersantes que logran desprender los sedimentos y mantener en suspensión las impurezas contenidas en el aceite junto con el agua que hubiera ingresado. No deben usarse aceites HLP–D cuando se cuenta con una intensa entrada de humedad.

Aceites no contaminantes

Los fluidos biológicamente degradables disponibles pueden dividirse en dos grupos:

- Fluidos de base vegetal.
- Fluidos de base glicol

Su aplicación es resultado de la conciencia por el medio ambiente y por disposiciones legales más severas, especialmente para aplicaciones en móviles.

Aceites multipropósito

Pueden ser empleados como lubricantes de bancada o como fluidos hidráulicos. Se recomienda la consulta con el fabricante de aparatos/equipos a los efectos de verificar la resistencia de los materiales.

ACEITES NO INFLAMABLES

Fueron desarrollados para reducir el peligro de incendios en equipos próximos a llamas, metales fundidos o altas temperaturas y también para otros casos como riesgos de fuego o explosión.

Esta resistencia a combustionarse se logra mediante el contenido de agua o de aditivos químicos. Estos fluidos no deben ser mezclados entre sí.

Grupo HFA de emulsiones aceite en agua

Contiene con su parte máxima de combustible de 20% añadido con características similares a los aceites minerales. Sus dos grupos básicos son:

Grupo HFAE

- c. Emulsión aceite agua, consistente de aceite emulsionable y agua. El campo de aplicación es la minería.
- d. Micro emulsión con elementos químicos orgánicos. Debido a la mejor protección contra desgaste se emplea sobre todo en equipos industriales.

Grupo HFAS

Soluciones de agua con sales o esteres orgánicos disueltos en agua. Contienen una elevada proporción de agua reduciendo la participación de aceite entre 3% o 5%. Son recomendables hasta una presión de 70 bar.

Grupo HFB

Estas emulsiones tienen una proporción de agua de aproximadamente 40%.

Grupo HFC con soluciones acuosas de polímeros

Estos fluidos son de difícil inflamación debido a su contenido de agua de aproximadamente 35% hasta 50%. El comportamiento viscosidad temperatura de los fluidos HFC es mejor que el de los aceites minerales normales, es decir, la viscosidad varía menos con el incremento de la temperatura.

Grupo HFD, fluidos sintéticos sin agua

Los fluidos de éste grupo se dividen en:

- HFD..R = éster de ácido fosfórico.
- HFD..S = hidrocarburos clorados.
- HFD..T = mezclas de HFDR y HFDS.
- HFD..U = otras composiciones.

2.1.20 INSTALACIONES HIDRÁULICAS.

2.1.20.1 Introducción.

La figura representa el esquema básico transmisión motor – bomba y mando manual de un sistema oleohidráulico, el cual es el siguiente:

- El aceite es aspirado por la bomba (2) del depósito (10) a través de la tubería de aspiración (3). Dicha bomba eleva la presión del fluido según demanda el cilindro (7) y el aceite es transportado a las cámaras correspondientes del mismo por el interior de la tubería (4).
- El distribuidor (5) se encarga de dar paso al aceite hacia los conductos (6) u (8), según se desee el avance o retroceso del vástago del actuador. En este caso, y sí se desea hacer avanzar el vástago, el aceite se impulsará a través de la tubería (6) para introducirlo en la cámara posterior del cilindro o cámara de avance. Para que tal avance tenga lugar, será preciso que el aceite de la cámara delantera se desaloje hacia el depósito a través de las tuberías (8) y (9), respectivamente.

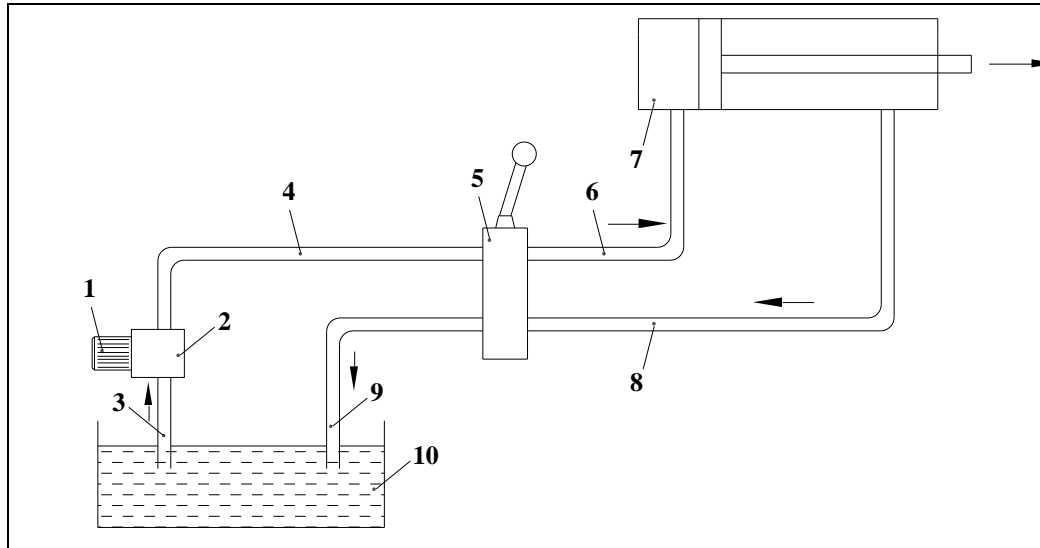


Figura 2.1.8 Transmisión mediante motor – bomba y mando manual

- Si lo que se desea es hacer retroceder el vástago una vez que se encuentra avanzado, bastará con accionar de nuevo la palanca del distribuidor mencionado y, esta vez, el aceite penetrará por el conducto (8) hacia la cámara delantera, y retornará al depósito a través de las tuberías (6) y (9). Cabe notar aquí que las tuberías (3) es siempre de aspiración, la (4) es de presión y la (9) lo es de retorno; en todas ellas el fluido circula siempre en el mismo sentido. No ocurre así en las (6) y (8) ya que en éstas el sentido se va alternado según avance o retorne el vástago del cilindro.

2.1.20.2 Depósito de aceite y elementos auxiliares.

La función principal de un depósito en un sistema hidráulico es almacenar y suministrar el fluido hidráulico requerido por el sistema. El fluido a lo largo del sistema debe ser:

- Filtrado, para eliminar las partículas sólidas extrañas.

- Refrigerado (o calentado), para mantener las diferencias de temperaturas entre unos límites compatibles con la viscosidad y la duración requerida por el fluido junto con las características de los materiales que constituyen el sistema.
- Uso de filtros e intercambiadores de calor, tiempo suficiente en el depósito.

Es así que el depósito forma parte de cualquier dispositivo oleohidráulico, y debe ser proyectado no solo para almacenar fluido, si no también, para realizar, al menos parcialmente, las siguientes funciones:

- Refrigeración del aceite (de forma excepcional calentarlo para mantenerlo suficientemente fluido antes del funcionamiento de los dispositivos).
- Separación de las partículas contaminantes.

Al transferir calor a través de sus paredes, el depósito actúa como un intercambiador de calor, enfriando el fluido. Además, debe cumplir completamente con el desempeño de:

- Separación del aire contenido en el fluido.
- Separación del agua contenida en el fluido.

Como un desaireador, permite que el aire atrapado se eleve y escape mientras que los contaminantes sólidos se depositan en el fondo del depósito, convirtiéndolo en un acondicionador de un fluido. En algunos casos, del depósito puede también utilizarse como plataforma para soportar la bomba, el motor y otros componentes del sistema, lo que ahorra espacio horizontal y es un sistema sencillo de tener las bombas y las válvulas a una buena altura para mantenimiento.

COMPONENTES DEL DEPÓSITO

Un depósito industrial típico (Figura 2.1.9) se construye con chapas de acero soldadas y chapas terminales para soportar la unidad. Para reducir la posibilidad de oxidación debida a la condensación de vapor de agua dentro del depósito, su interior se pinta con una capa que sea compatible con el fluido que se utiliza. Además, se instala un tapón en su parte inferior que permita un vaciado completo. Se destacan las siguientes partes:

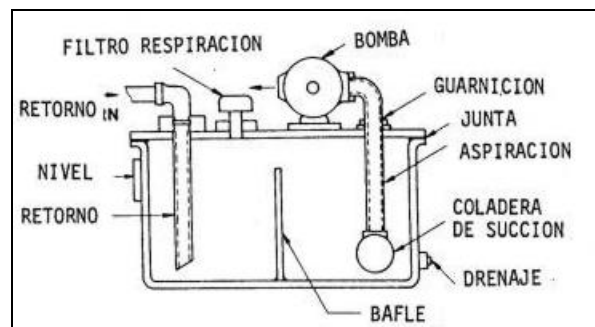


Figura 2.1.9 Elementos de un depósito

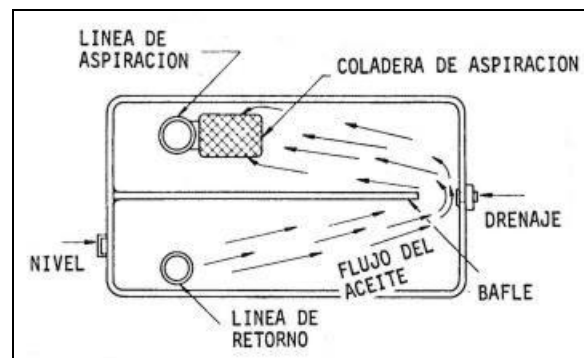


Figura 2.1.10 Vista Superior de un depósito

Nivel de Aceite.- constituye una abertura de vidrio o dos pequeños orificios en las tapas de limpieza, lo que permite comprobar los niveles superior e inferior del fluido sin exponer al depósito a la contaminación que puede ocurrir si se utiliza una varilla de nivel.

Filtro de aire.- permite el intercambio de aire debido al cambio constante de presión y temperatura dentro del depósito.

Agujero de llenado.- generalmente forma parte del conjunto y lleva una tela metálica removible que mantiene los contaminantes fuera del depósito cuando se añade fluido al tanque.

Tapas de limpieza.- normalmente se instalan en ambos lados del depósito especialmente cuando su capacidad es superior a diez galones. Estas tapas pueden desmontarse con facilidad y son lo suficientemente grandes para facilitar un acceso completo cuando se limpia o se pinta el interior del depósito.

Placa desviadora.- debido a que el fluido que regresa al depósito está normalmente más caliente que el aspirado por la bomba y posee burbujas de aire, se utilizan placas desviadoras para impedir que el fluido que retorna se introduzca directamente por la entrada de la bomba. Normalmente, se instala longitudinalmente a través del centro del depósito, obligando a que el fluido se desplace a lo largo de las paredes de éste, donde si disipa la mayoría de calor a las superficies exteriores del tanque. Esto ayuda a que los contaminantes se decanten y que el aire atrapado se desprenda del fluido; logrando una menor turbulencia en el depósito.

Líneas de conexión y racores.- la mayoría de las líneas que llegan al depósito terminan por debajo del nivel de aceite. Para impedir formación de espuma y aireación en el fluido hidráulico, las líneas de entrada de las bombas deben terminar debajo del nivel del fluido, generalmente a dos pulgadas (50 mm) del fondo del depósito¹⁶. Las líneas de drenaje de las válvulas pueden terminar por encima del nivel del fluido mientras que las líneas de drenaje de las bombas y motores deben acabar por debajo del nivel más bajo del fluido.

DIMENSIONES DEL DEPÓSITO:

¹⁶ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 38.

Se dimensiona en función de que permita al fluido permanecer en su interior un tiempo suficiente para sufrir los tratamientos antes indicados. Al igual que de las situaciones operativas y ambientales, sean estos consumos durante el ciclo o variaciones de volumen.

Otro factor para el tamaño del depósito es el caudal de la bomba, el mismo que debe situarse cerca de 3 a 4 veces el caudal de la misma. O bien, debe alojar como un mínimo un 30 % más de lo que cabe en el circuito.¹⁷ ***No descuidar el volumen mínimo de fluido, para cubrir la aspiración de la bomba.***

En todo caso, es preciso prever un cojín de aire igual al 10-15 % del volumen, para compensar la dilatación térmica del aceite y permitir la acumulación de una cierta cantidad de agua y de contaminantes.

Otro factor a considerar es la temperatura que sirve para indicar el nivel térmico que tienen los cuerpos. La temperatura de un cuerpo aumenta o disminuye recibiendo o perdiendo una cierta cantidad de calor. En toda transformación de energía se producen pérdidas, que en nuestro caso, se presentan en forma de calor que se cede al aceite.

La temperatura del aceite dentro de un circuito oleohidráulico, varía entre los límites de los 38°C y 65°C, siendo la temperatura óptima de 50°C a 55°C. Si la temperatura del aceite excede los 70 °C, empiezan a presentarse problemas y los fallos desastrosos comienzan a aparecer alrededor de los 90°C.

Es así que si existiese un calentamiento que sobrepase a lo normal, se puede enfrentar a dificultades tales como:

- **Viscosidad.-** Al aumentar la temperatura disminuye la viscosidad, con lo que se ve afectada la lubricación de las bombas, válvulas y demás

¹⁷ Ibid..., p.34

componentes. Disminuye la potencia, el rendimiento y la vida de la instalación y aumentan las fugas internas.

- **Estabilidad química.-** Los fluidos hidráulicos se descomponen a temperaturas elevadas y depositan sedimentos sobre las superficies que presentan calentamiento local muy elevado.
- **Aditivos del aceite.-** Al aumentar excesivamente la temperatura del aceite los aditivos se descomponen y pierden sus propiedades, lo que origina la degradación general de la instalación.
- **Seguridad del personal.-** El aceite a temperatura muy elevada origina quemaduras.

El calor que evacua el depósito (W_{dep}) depende de:

- Tamaño del depósito
- Grado de llenado.
- Diferencia de temperatura. (aceite y medio ambiente).
- Lugar de emplazamiento.

En general vale:

$$W_{dep} = \Delta_T \cdot A \cdot k \left(\frac{kcal}{h} \right) \quad (Ec.2.1.11)$$

donde,

Δ_T = Diferencia de temperatura en °C.

A = Superficie de evacuación del depósito en m².

k = Coeficiente de conductividad térmica $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right)$

Para k se pueden tomar los valores:

k = 5 cuando haya mala circulación de aire o mal emplazamiento.

k = 10 emplazamiento normal en taller, circulación de aire buena por todos los lados.

k = 20 cuando haya gran circulación de aire, por ejemplo, circulación artificial.

Como norma de aplicación muy amplia, se puede decir que a través de 1 m² de superficie contactada por el fluido pueden ser disipados alrededor de 116 J/s (0.025 cal /s) por cada 10 °C de diferencia de temperatura entre el fluido y el ambiente¹⁸.

SEPARACIÓN DE LAS SUSTANCIAS EXTRAÑAS:

En el depósito el fluido debe separar el aire introducido y el agua que por cualquier causa hayan entrado en el circuito. La separación de las otras sustancias contaminantes no es tan importante, ya que puede ser realizada de forma más completa y segura mediante la utilización de filtros.

El aire es apartado siempre en la superficie, mientras que el agua se recoge en la superficie o en el fondo según que su peso específico sea inferior o superior al del fluido.

¹⁸ Ibid.,p.36.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS DE LOS DEPÓSITOS:

Son utilizando soldando planchas laminadas en caliente de buena calidad exenta de oxidaciones y oportunamente pulida y decapada. El depósito deberá tener las siguientes ventajas:

- Ser inspeccionable en todos sus puntos intermedios (dos puertas de inspección laterales).
- Una de las puertas lleva una boquilla de carga, provista de malla metálica fina para retener cuerpos extraños presentes en el fluido.
- El depósito se comunica con el exterior por medio de un conducto con filtro de aire incorporado o respirador.
- Esta dividido longitudinalmente por un sector separador en plancha, de altura igual a $\frac{2}{3}$ del nivel normal del fluido, su función es la de separar la zona de aspiración de la bomba de la de retorno del fluido, impidiendo que el fluido caliente, sea succionado por la bomba, haciendo que se pueda enfriar o decantar posibles sustancias contaminantes.
- Las tuberías de retorno y de aspiración situadas cada una de ellas en la parte opuesta respecto al sector separador, deben tener las conexiones estancas, de forma que impida la entrada de sustancias contaminantes, y al mismo tiempo deben permitir un desmontaje fácil de los posibles filtros.
- Tanto las tuberías de aspiración como las de retorno deben terminar por debajo de la superficie mínima libre del depósito en una altura igual a 10 cm. aproximadamente, para impedir la formación de vórtices que pueden llevar aire al fluido. Deberán entonces ser cortadas a 45° y estar dispuestas

de manera que no se influyan y estos cortes deberán apuntarse opuestamente y apuntado hacia la pared de forma que el fluido aspirado o descargado lo conecte y se enfríe, debiendo terminar a una altura de fondo igual al menos a 1,5 veces del diámetro para evitar tener que eliminar posibles sustancias sedimentadas.

- El depósito particularmente será de construcción rectangular y el aceite debe aspirarse en una zona de calma mientras que el retorno se efectúa por tubo sumergido para que no se produzca emulsión de aceite.
- La descarga de drenaje debe terminar encima de la superficie máxima libre, con el fin de evitar contrapresiones.
- El fondo del depósito debe ser cóncavo hacia dentro o bien inclinado de un lado, para poder evacuar fácilmente los condensados y la suciedad mediante la descarga del fondo. Al igual conviene que esté elevado con respecto al suelo para conseguir la libre circulación del aire ambiente y aumentar de así el calor disipado.
- Para la comodidad del vaciado, la descarga del fondo está provista de una tubería cerrada o compuerta. Por la misma razón, la altura de la descarga del depósito con relación al suelo debe ser tal que permita la utilización de los oportunos recipientes.
- Es conveniente instalar por razones de seguridad dos niveles eléctricos de máxima y de mínima que paren el dispositivo si el nivel del fluido en el depósito sale de su campo normal. (en el caso de la ausencia de operadores).

- Tomar un nivel de seguridad que pone en funcionamiento una alarma si el nivel desciende por debajo del valor prefijado (necesidad de reingreso del fluido).
- Un termostato de máxima que indique un aumento anormal de la temperatura para controlarla a partir de 65 °C. (funcionamiento defectuoso de cualquier aparato, falta de agua de refrigeración del intercambiador, falta de aceite y situación ambiental anormal).

2.1.20.3 Filtros.

Filtrar es el procedimiento de retirar y retener de un fluido las impurezas que transporta. Tal limpieza es imprescindible en todo sistema hidráulico sin importar el tipo de máquina o aparato.

La razón es simple, algunos mecanismos interiores de los componentes hidráulicos son muy delicados y vulnerables a la suciedad. Como los ajustes en los elementos como bombas, electro válvulas, válvulas reguladoras de flujo, válvulas antiretorno, etc; hablemos de que una simple partícula de tamaño reducido sea capaz de ocasionar una avería que pueda paralizar al sistema oleohidráulico.

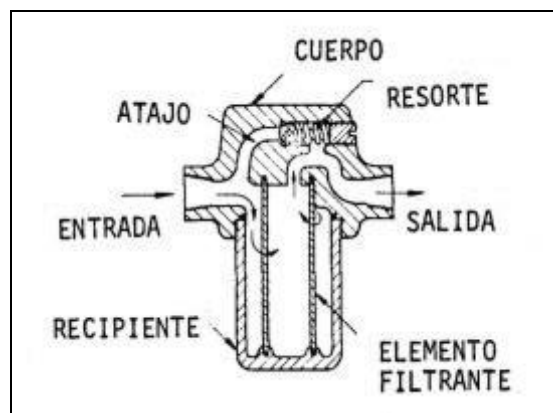


Figura 2.1.11 Esquema básico de un filtro

IMPORTANCIA DE MANTENER LIMPIO EL ACEITE HIDRÁULICO:

El aceite hidráulico está sometido a la contaminación de agentes pertenecientes al sistema. Pocas empresas saben los altos costos de mantenimiento que origina el aceite sucio. El aceite hidráulico sucio es como tener una masa de arena dentro del sistema, ya que actúa recubriendo y dañando críticamente los componentes del sistema oleohidráulico.

Una fuente de contaminación es la exposición de los vástagos de los cilindros a la contaminación atmosférica, pues los contaminantes pueden y de hecho entran al sistema cuando el vástago se retrae, siendo frecuente que una máquina que tenga problemas hidráulicos, desarrolle progresivamente más problemas, que a menudo son creados por la suciedad que entra al sistema cuando se realizan reparaciones.

El sobrecalentamiento y aire emulsionado son también formas de destruir el aceite y crear impurezas, ya que precipitan la oxidación del aceite.

Probablemente el costo más obvio del aceite contaminado es el bajo rendimiento de las máquinas. Es así que el costo total del retiro del aceite contaminado, servo válvulas defectuosas, etc., y la recogida de aceite, manipulación y posteriormente su tratamiento o destrucción, es de 3 a 5 veces mayor que el costo del aceite nuevo.

Las partículas contaminantes sólidas del aceite se miden en micras así como la capacidad de filtración. Una micra es la milésima parte de un milímetro, partículas muy dañinas, ya que actúan como un abrasivo creando desgastes prematuros en los componentes de un sistema oleohidráulico moderno.

El nivel de filtraje más conveniente depende del tipo de bomba y de la presión de funcionamiento. El fabricante de la bomba en sus catálogos técnicos recomienda

el grado necesario de filtraje para un adecuado funcionamiento. En cuanto a las presiones se refiere, a medida que dicha presión crece, el tamiz disminuye según se puede apreciar en la tabla 2.1.8.:

Tabla 2.1.8 Grados de Filtraje

GRADOS DE FILTRAJE	
Presiones en bar	Filtraje en μm
Hasta 70	de 100 a 125
100	90
140	60
200	20
A partir de 300	10
Condiciones Especiales	5,3 y 1

El rendimiento de los filtros se hace menor a medida que el grado de filtraje disminuye, por lo tanto en los filtros de menor paso son retenidas mayor número de partículas, pero las que pasan lo hacen con mayor dificultad. Por otro lado, la incidencia en el rendimiento también depende del material del tamiz; el cual, es por medio de un elemento poroso, de contaminantes insolubles del fluido. El elemento poroso es, simplemente, una malla o material filtrante que permite que el fluido pase a su través pero quedan detenidos y acumulados los materiales sólidos o las impurezas que acompañan al aceite.

Pueden ser de:

- Papel impregnado de plástico.
- Filtro.
- Filtro de partículas metálicas sinterizadas.
- Algodón.
- Tamiz de muelle de alambre muy fino.

2.1.20.3.1 Tipos de filtros.

Según la función asignada, los filtros se dividen en:

- Filtros de aspiración.
- Filtros de retorno.
- Filtros de presión.
- Filtros de aire y de llenado.

Un filtro es un aparato cuya función principal es la retención, Los sitios más aptos dentro del circuito hidráulico para colocar filtros son tres:

- En la aspiración, es decir, a la entrada de la bomba.
- En la línea de presión a la salida de la bomba, y en la toma del mecanismo más sensible de la instalación.
- En el retorno, con la finalidad de retener las impurezas al regreso del aceite y que no vuelvan al depósito.

FILTROS DE ASPIRACIÓN

Se instalan en el conducto de aspiración de la bomba, con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. No es preciso que soporte presión alguna. Son los más sencillos y los grados de filtraje más corriente están por los 60, 90, 125 Y 250 μm . El filtraje se realiza desde el exterior hacia el interior del elemento, lo cual facilita la limpieza del mismo ya que la suciedad queda adherida a la pared externa del filtro.

Con la adecuada elección del tamaño, en función del caudal nominal recomendable, las pérdidas de carga en estos componentes no suelen superar los 0,10 bar, valor perfectamente despreciable en comparación con otras pérdidas de carga que se producen dentro del circuito.

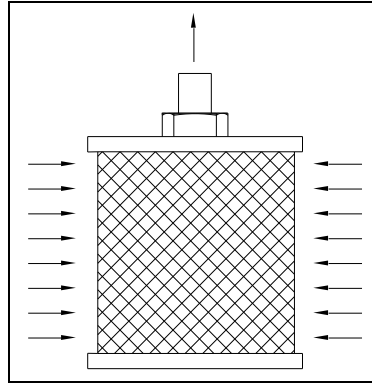


Figura 2.1.12 Filtro de aspiración

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada. Hay que resaltar que el caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba.

FILTROS DE RETORNO:

De uso general sobre todo por la gama tan amplia de filtraje disponible y por las ventajas que reportan al ser montados normalmente sobre la propia tapa de los depósitos, lo que facilita su posterior mantenimiento.

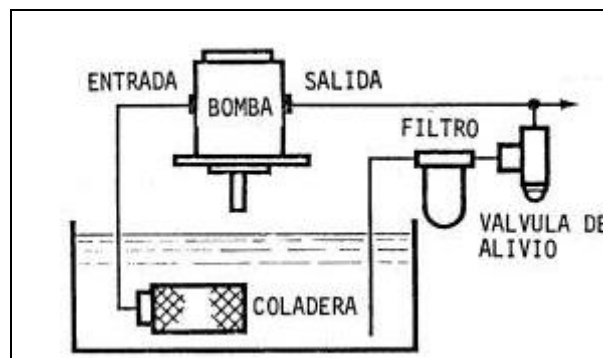


Figura 2.1.13 Filtro de retorno

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , pudiendo soportar presiones de trabajo de entre 0,5 y 30 bar y temperatura de -10°C a 100°C . Los caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min, con caídas de presión APRA esos caudales que no superan los 0,4 bar en la mayoría de los casos.

La obstrucción parcial o total del filtro por suciedad excesiva puede ocasionar graves problemas en el funcionamiento del circuito, ya que el aceite encontrará resistencia en su regreso al depósito.

FILTROS DE PRESIÓN:

Los filtros de presión, menos utilizados que los de retorno, se instalan en las líneas de presión de los circuitos e inmediatamente después de la salida de la bomba. Deben ser muy resistentes y herméticos ya que tienen que soportar las presiones de trabajo de la instalación.

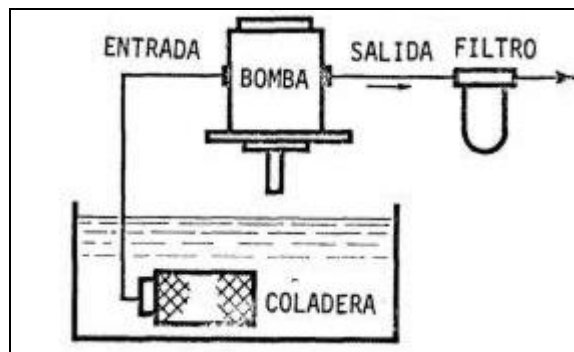


Figura 2.1.14 Filtro de presión

Las presiones de trabajo que pueden soportar en general alcanzan los 420 bar con caudales de entre los 60 y los 400 l/min, para aplicaciones comunes. Las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 100°C y los grados de filtraje más corrientes son los de 10, 25 y $60\ \mu\text{m}$.

La colocación de estos filtros inmediatamente después de la bomba asegura la alimentación de todos los demás órganos mediante aceite altamente depurado, ya que puede atrapar partículas mucho más pequeñas que los de la línea de aspiración.

FILTROS DE AIRE Y DE LLENADO:

Los filtros de aire o respiradero y de llenado están previstos para ser montados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aireen cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

La elección de un respiradero debe ser cuidadosamente seleccionado después de un servo estudio, basado en la respiración prevista (m^3/h).

Algunos fabricantes han agrupado el respiradero y el tamiz o filtro de llenado. Estos filtros han de cumplir dos funciones: como filtro de aire y como filtro de llenado. El primero actúa al variar el nivel del fluido, por ejemplo, por consumos diferentes, se debe compensar el aire. El aire entrante es filtrado. El segundo, al llenar el tanque con fluido, el filtro impiden que entren partículas grandes que luego irán al circuito.

Los tamices o filtros de llenado deben limpiarse inmediatamente después de haber rellenado con una nueva carga de aceite el depósito.

APARATOS DE CONTROL:

Accesorios varios:

- **Manómetros.-** Indican la presión de los fluidos, es decir, sirven para medir presiones. Se construyen con un baño de glicerina y caja inoxidable. El resorte es un muelle tubular en bronce. La presión de trabajo medida deberá ser siempre como máxima dos tercios del total de escala. Se fabrican en escalas que van desde 0-60 a 0-1000 bar.
- **Termómetros.-** Sirven para medir la temperatura. Vienen con la escala graduada, bien en $^{\circ}C$ o en $^{\circ}F$.
- **Indicadores de nivel.-** Se utilizan para medir el nivel del fluido y comprobar las alteraciones que sufre éste debido a los consumos. Puede ser:
 - Nivel óptico.- Muestra el nivel del aceite existente en el depósito en forma visual.

- Nivel eléctrico.- indicará el nivel del aceite, y si es bajo, por medio de una señal eléctrica acciona una alarma.
- **Presostato.-** Abren o cierran el circuito de corriente en función de la presión. Los presostatos eléctricos se dividen en tres tipos:
 - d. Presostato a presión.
 - e. Presostato de tubo elástico.
 - f. Presostato electrónico (traductor).

Los presostatos eléctricos captan una presión prefijada y la transforman en una señal eléctrica.

Termostato.- Conectado a la fuente de calor sirve para el control de la temperatura de servicio del fluido.

Llevan resistencias eléctricas y, los termostatos ordenan su puesta en funcionamiento o paro cuando la temperatura en el interior del depósito no está dentro de los valores estimados como adecuados.

2.1.20.4 Válvulas de cierre y limitadoras de presión.

Las válvulas de cierre se construyen de varias formas: de asiento esférico, de asiento cónico y de asiento plano.

Las más utilizadas son las de asiento esférico o válvula de esfera por su rapidez de maniobra y por su paso total, produciendo una mínima pérdida de carga. Pueden ser de 2 y de 3 vías. Las de asiento cónico se usan para controlar caudales y la de asiento plano para bajas presiones.

2.1.20.5 Tuberías y conducciones.

Las conexiones de las tuberías tanto rígidas como flexibles, se hacen mediante enlaces o accesorios llamados racores, dependiendo la fiabilidad del circuito en gran medida de las uniones.

Tuberías rígidas

Gran parte de esta tubería, esta formada por tubos en acero sin soldadura, calibrados interior y exteriormente por estirado en frío y recocido normalizado. NBK, que aplican, habitualmente, exactitud de medidas de acuerdo con la norma DIN 2391 y en calidad de acero St 35 y se dan en largos comerciales de 3 a 7 m.

Estas tuberías están compuestas de carbono, fósforo y azufre. Cuanto más alto sea el contenido de carbono, mayor es el aumento del límite elástico y de la resistencia a la rotura. Por el contrario, disminuye el alargamiento.

También puede emplearse tubo de cobre aunque existen opiniones contradictorias de su acción sobre el aceite, ya que algunos comentan que acelera el envejecimiento del aceite, por ejercer una acción catalítica (oxidación) sobre él, y otros sugieren que esta oxidación sólo ocurre a temperaturas muy elevadas.

Un parámetro fundamental del tubo es el diámetro exterior e interior, así como el espesor de pared que viene, para un mínimo diámetro exterior, en función de la presión de trabajo, es decir, a mayor presión el tubo tiene, también, mayor espesor de pared.

Los tubos de mayor difusión son los que presentan una superficie muy lisa y regular, y un diámetro exterior con tolerancias constructivas muy reducidas, lo cual permite realizar sus uniones con los componentes o bien entre dos tramos consecutivos de tubo por medio de los llamados “racores sin soldadura”, con uniones roscadas, por lo que la tolerancia es muy importante para la colocación de los dispositivos de unión.

En toda tubería rígida se necesita, por lo menos, un codo para absorber los efectos de la dilatación, así como las curvas se llevarán a cabo con un radio mínimo, que estará comprendido entre tres y cinco veces el diámetro exterior del tubo.

Tuberías flexibles

Cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones, o cuando desde un punto fijo a otro móvil se ha de transportar el fluido, se recurre a un tipo de tuberías que además de soportar valores elevados de presión, pueda flexarse fácilmente, siendo conocida como tubería flexible o más vulgarmente como manguera. La estructura de estas tuberías consiste en una disposición alternada de capas de tejido de caucho sintético y como refuerzo trenzas de acero tratado superpuestas. Según la gama de presiones a la que se destina, se fabrican tipos con una o más capas.

Para la unión de racores y demás órganos, los tubos flexibles llevan en sus extremos manguitos terminales roscados o lisos, dependiendo la elección de una manguera del caudal de fluido que pasa y su sección de los terminales de sus extremos.

ACCESORIOS

Racores:

Existe gran cantidad de modelos en el mercado, tanto para la unión entre tuberías o entre tuberías y componentes. Para obtener uniones de fácil maniobra, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar un tubo flexible a un aparato o a otra tubería.

Abrazaderas

Existen una enorme variedad de marcas y de sistemas. No obstante, tienen que cumplir la condición de que no debe agrietar ni cortar la estructura exterior de la manguera y la estanqueidad que tenga que proporcionar en ningún caso se conseguirá por estar excesivamente apretadas.

Existen modelos tales como: abrazaderas de cremallera, de tornillo, de cierre rápido, con banda ancha, etc.

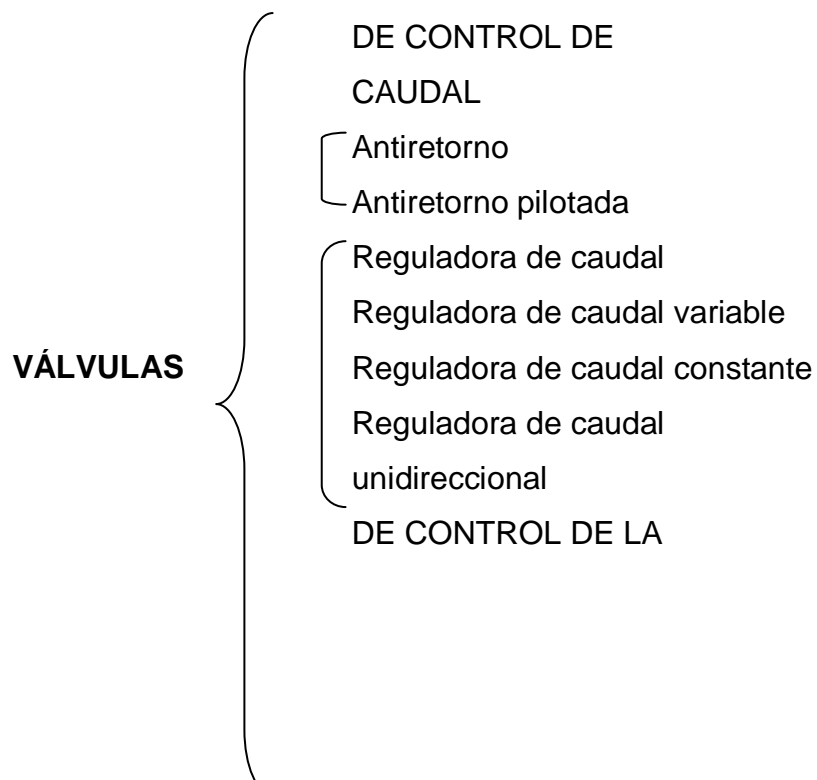
2.1.21 Válvulas.

Para poner en funcionamiento un actuador cualquiera, bien sea cilindro, motor, accionador rotativo o una pinza, no sólo debe controlarse el arranque, la parada y el sentido de movimiento de los vástagos, sino que en ocasiones es controlar también la fuerza o los pares de que giro que desarrollan durante el trabajo y también las velocidades de traslación y de rotación.

Todo esto combinado con la vinculación de otros componentes auxiliares que realicen funciones como la de permitir que el flujo circule en un solo sentido y no pueda hacer en sentido contrario.

Las válvulas tienen la misión de actuar como unidades de control, es decir, de regular otros dos elementos fundamentales en todo mando oleohidráulico como son la presión y el caudal. Clasificamos a las válvulas según el control que realizan en:

Tabla 2.1.9 Clasificación de las válvulas



PRESIÓN

Reguladora de presión
Limitadora de presión
De secuencia

2.1.21.1 Válvulas distribuidoras

Estos componentes controlan la apertura, la detención y la dirección del flujo de un fluido, permitiendo al fluido ser dirigido en diferentes direcciones.

La función de un distribuidor queda definida por el tipo de unión que permite realizar y por el número de variantes que posee dicha unión. El tipo de unión se caracteriza por el número de vías de conexión (entradas y salidas) y por el esquema interior de cada una de las posiciones; el número de variantes equivale, por el contrario, al número de posiciones. El distribuidor es un elemento que afianza la apertura y cierre de una o varias vías de paso.

Dependiendo de su aplicación y en base al número de conexiones de trabajo el distribuidor puede ser de dos, tres, cuatro o multitud de orificios, (siendo estos orificios los que determinan el número de vías) y de dos, tres, cuatro y más posiciones, bien entendido que la presencia de una vías necesita de dos orificios. El número de orificios atañe al número de conexiones exteriores (tubos conectados al distribuidor). Se hace la observación de que los orificios de pilotaje, así como los de drenaje, no se tienen presentes al indicar el número de orificios.

Un distribuidor puede ser de llave de cono (rotativo), de émbolo, de asientos, de bola. Los distribuidores de émbolo, que son los más empleados, el mando suele ser muscular. No obstante, en el mercado pueden encontrarse cada vez más los mandos electromagnéticos, neumático, hidráulico, por leva, electrohidropilotadas e incluso combinaciones de estos diferentes mandos.

Para entender lo expuesto es habitual recurrir al símil del grifo de agua. Tengamos un grifo de agua doméstico de los tradicionales. Puesto que posee una entrada y una salida, es decir, dos acometidas o vías de conexión (nada impide, en efecto, unir una tubería a la salida del grifo y prolongar el circuito más allá de aquel), se dirá que el grifo es un distribuidor de dos vías; en lo que atañe a las variantes funcionales que presta quedan dos posibilidades o posiciones fundamentales: está abierto o está cerrado. Por consiguiente, el grifo es un distribuidor de dos posiciones y de dos vías.

En la posición de apertura, los orificios están en comunicación: ocurriendo la actividad de ocasionar el paso del agua; en el segundo (caso posición cerrada) al estar incomunicado no hay posibilidad de paso de agua.

En consecuencia, un distribuidor se define por el número de posiciones y el número de vías. Cada posición de conmutación corresponde a una función muy definida. Para representar cada función se recurre a la simbología siguiente:

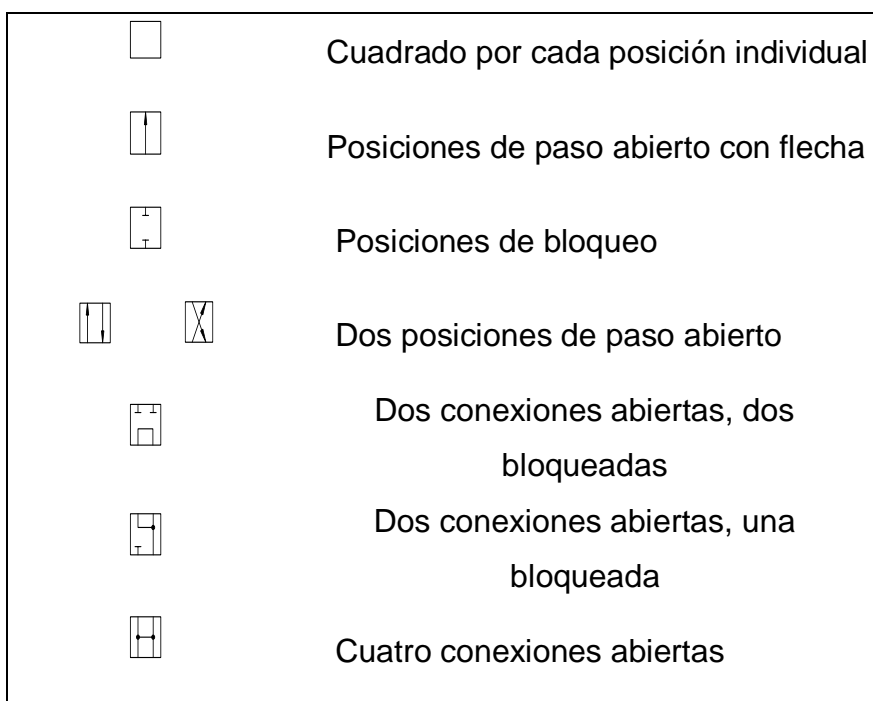


Figura 2.1.15 Posiciones de conmutación en válvulas distribuidoras

Nomenclatura:

Se utiliza el marcado con letras normalizadas para los diferentes orificios, así:

- P : Corresponde a la presión o llegada del flujo del aceite al distribuidor.
- R o T : Retorno al depósito.
- A , B , C : A los conductos de trabajo.
- X e Y : Si el mando lleva piloto (pilotaje), sus orificios están marcados por dichas letras.
- L : Para los tubos de drenaje.

También pueden figurar cifras reemplazando a estas letras, de esta manera:

- 1 : Corresponde a P.
- 2 , 4 , 5 ,6: Se asimilan a los conductos de trabajo A,B,C.
- 3 : Es para el conducto de retorno denominado R o T.

La indicación de las conexiones en los esquemas de simbologías, se hace siempre en la posición en que la válvula no está accionada:

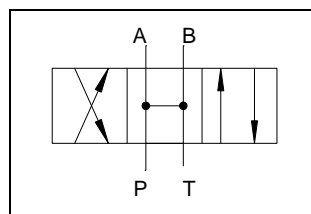


Figura 2.1.16 Indicación de las conexiones en válvulas distribuidoras.

Se empieza entonces indicando siempre primero el número de vías y luego el número de posiciones. Los distribuidores de 4 vías y 3 posiciones (4/3) son los más utilizados en oleohidráulica porque permiten solucionar una profusión de

problemas particulares; esto es posible en razón a las distintas configuraciones de las “posiciones centrales” que toman.

CLASES DE DISTRIBUIDORES:

Los distribuidores se pueden clasificar, por su construcción, en *asiento* y de *corredera*.

Las válvulas direccionales de *asiento* se caracterizan por la capacidad de poseer un cierre sin fugas, a diferencia de las válvulas de *corredera* que debido al juego necesario entre carcasa y *corredera* es obligada una cierta holgura.

Las válvulas de *asiento* tienen como elemento de cierre, bien una esfera o bola, un cono o un plato que son presionados por un muelle contra la superficie de *asiento* del paso en su posición inicial.

Los distribuidores o válvulas de *corredera* pueden ser giratorios o longitudinales. Por ejemplo, una válvula giratoria de cuatro vías, consiste solamente en un rotor bien ajustado al cuerpo de la válvula. Los pasos en el rotor conectan u obstruyen los orificios en el cuerpo de la válvula para dar los cuatro pasos de flujo, pudiendo incorporar una posición de centro.

Las válvulas giratorias son actuadas manual o mecánicamente. Pueden regresar cilindros o motores, sin embargo, se usan principalmente como válvulas piloto para controlar otras válvulas.

Los distribuidores longitudinales se basan en un émbolo que se mueve de atrás hacia delante en un agujero maquinado en el cuerpo de la válvula. Para que el émbolo se desplace es preciso que éste tenga una cierta holgura, estando bañado en aceite. Las ranuras anulares entre las superficies del émbolo tratan que la capa

de aceite sea uniforme para compensar la presión, consiguiendo con este proceder que el émbolo se desplace con limitadas pérdidas por efecto de la fricción. Estas válvulas debido al juego necesario entre carcasa y corredera para permitir el movimiento de ésta, no cierra perfectamente con lo que se origina fugas de aceite.

Posiciones centrales:

Se consideran tres formas de transportar el fluido, definidas bajo la palabra "centro". Es decir, respecto a las distintas configuraciones puede ser:

- Centro abierto.
- Centro cerrado.
- Centro con paso.

Centro abierto.- En posición neutra, el centro abierto permite al aceite que proviene de la bomba, atravesar el distribuidor y retornar al depósito.

Centro cerrado.- En posición neutra, el centro cerrado no permite al aceite que proviene de la bomba retornar al depósito, considerándose que el circuito está siempre bajo presión y, por tanto, que la reacción de intervención es muy rápida.

Centro con paso.- En posición neutra de todos los émbolos, esta situación permite al aceite que llega de la bomba alimentar un segundo distribuidor.

Placa base de conexión:

La técnica moderna tiende cada vez más a hacer el montaje de estos distribuidores, así como el de otros muchos componentes hidráulicos, sobre *placa*

base normalizados según DIN 24340, relegando las técnicas de conexión por tubos, mangueras, racores, etc., al tipo de conexión tradicional.

Los orificios tienen un camino de salida hacia una superficie de apoyo rectificadas y presenta una serie de perforaciones de conexiones, la cual está destinada a quedar en contacto con la placa base, y en su cara opuesta están las conexiones roscadas para las tuberías.

Este tipo de montaje presenta ventajas, ya que el desmontaje de la válvula se puede realizar rápidamente y retirar el distribuidor sin tener que desconectar las tuberías.

2.1.21.2 Válvulas de caudal.

Estas válvulas producen una caída de presión independientemente de la viscosidad del aceite, y esta independencia se produce si la zona de estrangulamiento es muy corta, es decir, si esta zona es un diafragma.

La válvula reguladora de caudal está formada por un cuerpo, con los dos orificios de unión y un taladro calibrado no regulable por lo que estas válvulas deben producir una resistencia hidráulica. Si se produce presión delante de esta resistencia hidráulica el caudal se dividirá y una parte del caudal de la bomba fluirá por la válvula y la otra por el estrechamiento constante con lo cual el volumen se reducirá en esta parte de tubería.

Como consecuencia, el fluido entra con una presión que al pasar por el estrechamiento constante produce un rozamiento actuando igual que una resistencia. La energía hidráulica se transforma en energía térmica, deduciéndose una pérdida de energía a la cual se le conoce como caída de presión.

Esta es la denominación que reciben las válvulas reductoras y limitadoras de caudal que operan estrechando la sección de paso del fluido sin considerar el valor y grado de la presión reinante. Las reducciones limitadas de caudal son necesarias en la mayoría de los circuitos resultando esenciales cuando la alimentación es a caudal constante, dependiendo las prestaciones y el rendimiento de la transmisión de su disposición y modo de actuar, siendo obligado reducir la sección de paso en el conducto para disminuir el caudal.

Por consiguiente, al disminuir el caudal circulante es necesario reducir la sección de paso y la caída de presión producida permite dos composuras. Por una parte, están las estranguladoras que actúan solamente en la sección de paso disminuyendo el caudal, y por otro, los reguladores que dirigen la caída de presión en el estrechamiento manteniéndola prácticamente constante.

Si se acepta una mayor pérdida de carga o caída de presión se puede mantener el caudal por un conducto aunque disminuya la sección de paso.

Obviamente las válvulas de control de flujo o volumen se usan para regular la velocidad. Como ya sabemos la velocidad de un actuador depende de cuanto aceite se le bombee por unidad de tiempo. Es posible regular el flujo con una bomba con desplazamiento constante y regular el flujo con una válvula de control de caudal.

Reguladoras de caudal variable:

Las válvulas reguladoras de caudal variable están constituidas por un orificio y un sistema de regulación formado por un tornillo y un cierre que puede ser plano, cónico, helicoidal, etc.

Dentro de estas válvulas las más usuales son las de aguja y las helicoidales.

Reguladoras de caudal constante:

Su misión consiste en que el caudal sea siempre constante, independientemente de la presión que se produzca a la entrada y salida de la válvula. Para que este caudal permanezca constante deberá mantenerse constante la diferencia de presión.

Dentro de este modelo de válvulas se encuentran las válvulas de 2 y 3 vías.

Las primeras tienen como acción recomendada la de limitar el flujo independientemente de las variaciones de presión y temperatura.

Estas válvulas funcionan en combinación con la válvula limitadora de presión. La corriente residual es desviada hacia el depósito a través de la válvula limitadora de presión.

Las de 3 vías funcionan como las de 2 vías, con la diferencia de que las válvulas de 3 vías tienen una conexión adicional hacia el depósito. Además, la bomba trabaja sólo contra la presión requerida por el receptor.

Las válvulas reguladoras de flujo se pueden instalar únicamente en la alimentación de un consumidor.

Reguladoras de caudal unidireccional:

El empleo de este tipo de válvulas y en combinación con una válvula limitadora de presión y con una bomba regulable, sirve para obtener una reducción de la velocidad del flujo.

La válvula de estrangulación con antiretorno va a regular el caudal en función de la carga o lo dejará pasar sin presión dependiendo de la dirección de la corriente.

Así, en un sentido la válvula de estrangulación limitará el caudal del líquido, y en el sentido contrario el caudal del líquido abrirá la sección de paso de la válvula antiretorno.

2.1.21.3 Válvulas reguladoras de presión.

Las válvulas de control de la presión hay que interpretarlas como parte integrante del sistema que actúan bajo la influencia de la presión o bajo el efecto de las modificaciones de esta presión. Por consiguiente, desempeñan diferentes cometidos tales como el limitar la presión máxima del sistema o regular la reducción de la presión en ciertas partes del circuito, y en otras actividades en donde su intervención es el resultado del cambio de la presión operante.

Su funcionamiento está basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte, teniendo, la mayoría, infinidad de posiciones, queriendo decir esto que las válvulas pueden tomar varias posiciones pudiendo ser éstas completamente cerradas o completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y la diferencia de presión.

Reguladoras de presión:

Las válvulas reguladoras de presión, también llamadas válvulas reductoras de presión, son válvulas que controlan o reducen la presión en un circuito secundario en relación con un circuito primario, cuya presión es siempre más elevada.

Estas válvulas mantienen en su salida una presión constante inferior a la que existe en su entrada. O bien, en una parte del circuito se puede reducir la presión del sistema a un valor más bajo.

Estas válvulas están normalmente abiertas. Como resultado, cuando la presión de entrada es inferior al calibrado de la válvula, el paso entre la entrada y la salida está totalmente abierto.

Las válvulas se dan en versiones de acción directa u operada por piloto.

Limitadoras de presión:

Las válvulas limitadoras de presión, conocidas también como válvulas de seguridad, tienen la misión de limitar la presión y proteger el sistema oleohidráulico o algún elemento de trabajo frente a los aumentos de presión o presión elevada.

Pueden ser de acción directa o pilotada. Las de acción directa, las más sencillas, están constituidas por: una bola, un asiento y un resorte calibrado.

Las pilotadas constan básicamente de: válvulas principal con conjunto de émbolo y válvula piloto con elemento de ajuste.

De secuencia:

Son válvulas que se abren al alcanzar una determinada presión (en un circuito primario) y que permiten, en principio, la alimentación de un circuito secundario, es decir, dejar pasar el caudal a otro sistema hidráulico. Por tanto, es una válvula limitadora de presión, cuyo empleo o salida en vez de ir al depósito, va a otra parte del circuito, permitiendo la alimentación de un circuito secundario. Son “normalmente cerradas”.

Se diferencian de las válvulas limitadoras de presión de que éstas, van siempre montadas en línea sobre el circuito al que están destinadas y llevan los tubos de

drenaje externos, mientras que las limitadoras de presión van montadas en derivación.

2.1.22 ELEMENTOS HIDRÁULICOS DE TRABAJO.

2.1.22.1 Cilindros de pistón.

Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de éste es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuador lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza.

Un cilindro está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular y un vástago que se mueve dentro de la camisa tubular del cilindro. El vástago de un cilindro está concebido para efectuar dos movimientos: avance o extender (compresión) y otro retroceder o recoger (tracción) y debe hacerse todo lo imprescindible para atacar las fuerzas laterales, empleando como procedimientos: el tipo de soporte o de fijación adecuado, las rótulas, etc., siendo el esfuerzo de acuerdo con la sección del cilindro y la presión de trabajo.

El cilindro está compuesto por:

Un tubo llamado camisa; en émbolo, el cual recibe la energía del fluido; un vástago y dos cabezales o tapas, de los cuales uno, por lo menos, está taladrado para permitir el paso del vástago que prolonga mecánicamente el émbolo y juntas de estanquidad apropiadas. El montaje de todo ello, es, por lo común, sujeto mediante cuatro tirantes.

El tubo es de acero, frecuentemente, estirado o barra perforada, siendo su superficie interna pulimentada con un acabado extremadamente fino, lapeado. El

vástago y el émbolo son de acero laminado sacado fino, rectificado. La estanqueidad se consigue mediante juntas que reducen las fugas ente el émbolo y las paredes de la camisa.

Entre las juntas de estanqueidad destacan los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas a su alrededor.

Opcionalmente deberá atenderse a la purga del aire para ventilar el cilindro, operación necesaria para eliminar las bolsas de aire existentes en él, al poner en marcha la instalación por primera vez, teniendo la precaución de que la purga se encuentre en la posición más alta.

TIPOS DE CILINDROS:

Tabla 2.1.10 Tipos de Cilindros

CILINDROS	Simple Efecto	<ul style="list-style-type: none"> - Sin recuperación interna. - Con recuperación interna. 	
	Doble Efecto	<ul style="list-style-type: none"> - Vástago simple. - Vástago doble. - Diferencial. 	<ul style="list-style-type: none"> - Con o sin amortiguación trasera y delantera
	Telescópicos	<ul style="list-style-type: none"> - Simple y doble efecto. 	

CILINDRO DE SIMPLE EFECTO:

Los cilindros de simple efecto retroceden o se recuperan por resorte o por una fuerza exterior definida, teniendo una sola carrera de trabajo. Reciben solamente por una de sus caras el caudal que proviene de la bomba, es decir, tiene una sola conexión de fluido para mover el pistón.

Por consiguiente, estos cilindros pueden transmitir fuerzas solamente en un único sentido.

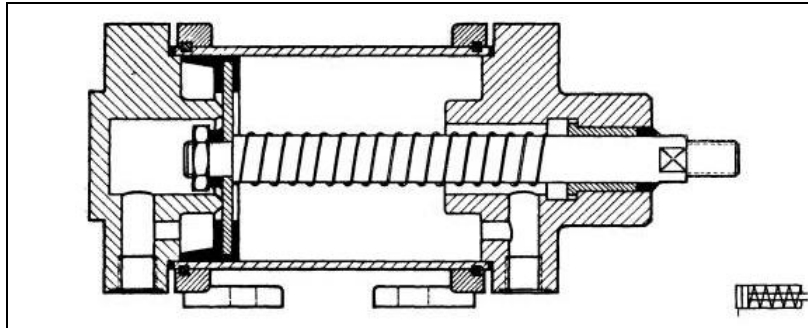


Figura 2.1.17 Cilindro de Simple Efecto

CILINDROS DE DOBLE EFECTO:

En los cilindros de doble efecto, vástago simple, las carreras de avance y de retroceso se consiguen porque el aceite a presión puede entrar por cualquier lado del émbolo, en donde el aceite ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro y provoca, en consecuencia, el movimiento del pistón hacia uno u otro sentido. Es decir, dispone de dos conexiones independientes entre sí para la entrada del aceite.

Supongamos, que en la carrera de avance, el líquido entra a presión por el lado izquierdo del cilindro y actúa en el lado del émbolo. Por consiguiente habrá una presión que desplaza el émbolo hacia la derecha y hace salir el vástago. El fluido hidráulico que se encuentra en el lado del vástago es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

Para el retroceso el aceite a presión penetraría por el lado contrario, o sea, se introduce en el cilindro por la derecha. El émbolo se desplaza y el vástago entra.

El aceite hidráulico que se encuentra en el lado del émbolo, es desalojado y fluye por una tubería al depósito.

De lo dicho se puede observar que, en el proceso de retroceso, la superficie del émbolo es menor que en el de avance, debido al área de la sección transversal del vástago, por consiguiente la fuerza de tracción es menor que la de empuje.

LA FUERZA DE EMPUJE ES MAYOR A LA FUERZA DE RETORNO.

La carrera de avance es más lenta pero capaz de ejercer mayor fuerza que cuando retrocede el émbolo con el vástago.

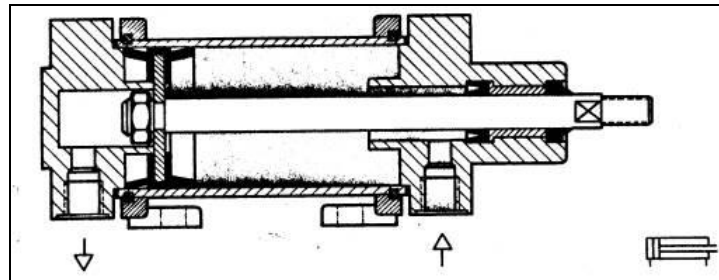


Figura 2.1.18 Cilindro de Doble Efecto

CILINDRO DE DOBLE VÁSTAGO:

Los cilindros de doble vástago, en donde los dos cabezales deben estar taladrados, se emplean en aquellos casos en que resulta ventajoso acoplar una carga en cada extremo, o bien, cuando se requiere el mismo desplazamiento en ambas carreras.

Estos cilindros llevan un émbolo que está unido a dos vástagos de diámetro menor pero igual sección, resultando iguales también las dos superficies útiles, y por tanto hay velocidades en ambos sentidos de movimiento.

Por consiguiente, al contar con áreas iguales a uno y otro lado del émbolo, pueden proporcionar iguales velocidades o fuerzas, o ambas cosas a la vez, en cualquier sentido.

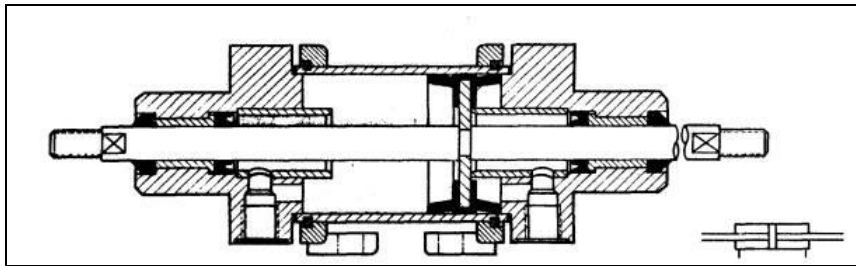


Figura 2.1.19 Cilindro de Doble Vástago

CILINDRO DIFERENCIAL:

Este cilindro presenta la misma apariencia externa que un cilindro de doble efecto normal. Su diferencia estriba en que la sección del émbolo es exactamente igual al doble de la del vástago. Por consiguiente, para una misma presión la fuerza desarrollada en la salida del vástago es justamente dos veces mayor que en la entrada.

Al ser las cámaras a llenar iguales, pero de distinto volumen dada las diferencias de áreas, las velocidades de carrera son inversamente proporcionales a la superficie.

CILINDROS CON AMORTIGUACIÓN:

No es conveniente el choque de la cabeza del émbolo con las tapas externas de los cilindros por lo que se recomienda no sobrepasar la velocidad de 10 m/min., o aunque sean para velocidades superiores o inferiores con desplazamiento de

masas de cierta consideración, es aconsejable colocar dispositivos de frenado para evitar daños mecánicos a las estructuras y a los mecanismos incluyendo en los cilindros amortiguación interna, con ellos se pueden trabajar a velocidades de hasta 30 m/min. Bajo demanda es posible alcanzar velocidades de hasta 100 m/min.

Normalmente los cilindros de doble efecto llevan cuatro sistemas de amortiguación para el frenado de fin de carrera, con el objeto de obtener una deceleración de la velocidad del vástago hasta su frenado.

Existen o se dan cuatro tipos de amortiguación:

- Fija, en un solo sentido de l pistón.
- Fija, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en los dos sentidos del pistón.
- Regulable, en un solo sentido del pistón.

El control del grado de amortiguación se realiza desde el exterior mediante un tornillo regulable que sirve para fijar previamente la presión de frenado.

El principio de funcionamiento, mayormente utilizado para la amortiguación, se basa en crear una cámara de fluido entre la cabeza del pistón y la tapa, antes de que el pistón efectúe todo su recorrido, de forma que el aceite contenido en dicha cámara se le permita descargar lentamente, por estrangulación, a través de un orificio de paso variable.

La energía cinética que posee el cilindro es absorbida por el aceite atrapado en dicha cámara, hasta su total evacuación, con el consiguiente cambio de la velocidad que disminuirá progresivamente hasta el final del recorrido dando lugar al frenado.

CILINDROS TELESCÓPICOS:

Se trata de una construcción especial, en el cual la barra es telescópica, pudiéndose alcanzar una gran carrera utilizando un reducido espacio para su montaje.

Están formados, por lo menos, por dos pistones metidos uno dentro de otro, con lo que la longitud del cilindro, cuando está extendido, no es el doble sino que como mínimo es el triple de la longitud del cilindro replegado.

Pueden ser de simple como doble efecto .y su uso más común es vehículos automotores con volquete.

OBSERVACIONES:

Cuando algún cilindro de los comentados no está provisto de juntas, suele recibir el nombre de émbolo buzo.

Si el émbolo buzo tiene un diámetro igual al diámetro interior de su cilindro lleva entonces sobre la periferia de sus extremos unas gargantas de estanqueidad (ranuras mecanizadas).

CILINDRO ROTATIVO:

Como una variante de los actuadores lineales se da el cilindro rotativo, llamado también de cremallera u oscilante, cuya característica más importante es la

transformación del movimiento lineal alternativo, en un movimiento rotativo o giratorio en ambos sentidos con un ángulo de rotación limitado, siendo los ángulos más normales el de 90° , 180° y 360° . El número de vueltas posibles depende de la longitud de la parte dentada del vástago.

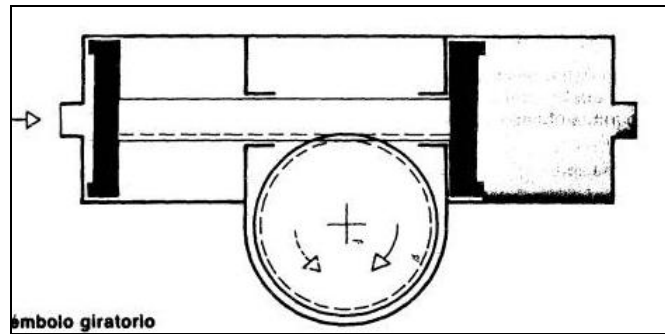


Figura 2.1.20 Cilindro Rotativo

JUNTAS:

Los cilindros suelen llevar juntas dinámicas y juntas estáticas que garantizan estanqueidad absoluta y bajo coeficiente de rozamiento. Por lo general, y con un campo muy extenso, las juntas se suministran para trabajar con aceite mineral hidráulico y, bajo demanda o estándar, depende del fabricante con fluidos resistentes al fuego (no inflamables), como puede ser del tipo ester-fosfato o agua-glicol.

La tabla 2.1.11 indica las características básicas y recomienda las temperaturas de trabajo y la gama de durezas que pueden obtenerse de los diferentes materiales.

Tabla 2.1.11 Características de los materiales para juntas

Base del Polímero	Características Principales	Campo de Temperaturas Recomendadas	Gama de Durezas
Goma Natural	Óptima resiliencia y resistencia mecánica. Baja resistencia a los aceites minerales.	-25 °C a 80°C	30 a 90 °Sh ¹⁹
Policloropreno	Óptima resistencia mecánica. Envejecimiento muy lento al aire. Buena compatibilidad con aceites minerales.	-20 °C a 100°C	35 - 90 °Sh
Nitrilo (Bajo grado)	Buena resistencia a los aceites minerales.	-50 °C a 80°C	40 - 90 °Sh
Nitrilo (Medio grado)	Buena resistencia a los aceites minerales.	-30 °C a 90°C	40 - 90 °Sh
Nitrilo (Alto grado)	Óptima resistencia a los aceites minerales.	-10 °C a 100°C	40 - 90 °Sh
Poliuretano	Óptima resistencia mecánica en general, y a la abrasión en	-20 °C a 70°C	65 - 90 °Sh

¹⁹ Sh, (Shore). Escala de dureza utilizado en los polímeros. Es Shore A para elastómeros y Shore D para termoplásticos. Un mayor número en la escala implica una mayor dureza del material.

	particular. Baja resistencia al agua caliente.		
Continuación Tabla 2.1.11 Características de los materiales para juntas			
Base del Polímero	Características Principales	Campo de Temperaturas Recomendadas	Gama de Durezas
Butil	Envejecimiento muy lento al aire. Buena resistencia a los agentes químicos, en particular a los esteres fosfóricos. Baja resistencia a los aceites minerales.	-40 °C a 120°C	30 - 85 °Sh
Etileno Propileno	Óptima resistencia a los esteres fosfóricos y agua caliente. Baja resistencia a los aceites minerales.	-40 °C a 120°C	35 - 95 °Sh
Silicona	Óptimo comportamiento a altas temperaturas. Baja resistencia mecánica. Baja resistencia a los aceites minerales.	-100 °C a 250°C	35 - 85 °Sh
Fluorelastómero (vitón)	Buena compatibilidad con carburantes y aceites minerales.	-20 °C a 200°C	60 - 90 °Sh

	Óptima resistencia a la temperatura.		
--	--------------------------------------	--	--

Consideraciones importantes sobre los elastómeros son:

Efecto de la temperatura:

La goma, en general, sufre el efecto de las altas y bajas temperaturas, estando dicho efecto en función del tiempo de inmersión y, por tanto, la selección del polímero-base correcto es en extremo crítica.

Alta temperatura:

Normalmente todos los productos fabricados en goma sintética se deterioran después de un período de tiempo sometido a altas temperaturas, perdiendo sus características elásticas. Dicho efecto depende del tiempo, y su deterioro no es el mismo en un componente o en otro.

Baja temperatura:

El primer efecto negativo que incide sobre la gama sintética, a partir de cero grados, es la pérdida de su resiliencia (se endurece), con lo se convierte en un material muy frágil. Dicho efecto desaparece gradualmente a medida que sube la temperatura.

Compatibilidad con carburantes y aceites:

El primer efecto causado por los aceites o carburantes en un producto a base de goma sintética es puramente físico: sufre un hinchamiento.

En una junta de estanqueidad para movimiento alternativo, se admite que el límite máximo aceptable de este fenómeno, sea un aumento de volumen de 20 % en caso de inmersión total, mientras que para una junta de trabajo estático, se admite un valor superior.

Resistencia a la abrasión:

Ésta es una de las más importantes propiedades consideradas para la elección de un elastómero. Sin embargo, esta propiedad es una de las más difíciles de evaluar, por lo que normalmente se estudia comparando su resultado con otro elastómero, del cual se conoce su comportamiento de trabajo.

Elasticidad:

La mayor parte de los compuestos presentan unas prestaciones favorables en este sentido, siempre que el campo de temperatura esté entre 0° y 50 °C, deteriorándose progresivamente a medida que nos alejamos de estos límites, a excepción de la silicona que mantiene sus características entre -50 ° y 150 °C.

RECOMENDACIONES PARA EL MONTAJE DE JUNTAS:

12. Las longitudes del pistón y de las guías deben ser proporcionales y adecuadas, dado que en muchas ocasiones, bien por un montaje desalineado del cilindro, o por causas de fuerzas externas, dicho cilindro deberá trabajar a cargas radiales.
13. Asegurarse de que todas las partículas férricas y otros contaminantes sean eliminados de los alojamientos de las juntas antes de proceder al montaje de las mismas.
14. Asegurarse de que el sistema hidráulico al que se va a acoplar el cilindro esté, asimismo, libre de impurezas.
15. Comprobar que el alojamiento de la junta no esté deteriorado. Eliminar los cantos vivos y las rebabas, fijando particular atención en las ranuras y filetes de rocas sobre los que ha de deslizarse la junta para su montaje.
16. Limpiar todas las áreas de alojamiento así como las superficies adyacentes.

17. Cuando la diferencia entre el diámetro de filete de rosca y el interior de la junta sea mínima, se ha de prever algún tipo de protección sobre la rosca, como una manga de montaje de plástico duro o similar.
18. Comprobar que el diseño y el material de las juntas sean los adecuados para las prestaciones exigidas al cilindro.
19. Asegurarse que las juntas han estado correctamente almacenadas, y que no presentan ningún tipo de deformación en el momento del montaje.
20. Engrasar la junta y su alojamiento antes del montaje con aceite o grasa compatibles.
21. Cuando las piezas montadas en subensamblajes estén a la espera de posteriores montajes, asegurarse de que las juntas no estén sometidas a mala alineación o deformación, manteniendo además el subconjunto en lugar limpio.
22. El uso de palancas metálicas no es recomendable. En caso de tener que utilizarse, cuidar de que no presenten rebabas o muescas. Una vez usadas, comprobar que las partes metálicas del alojamiento no hayan sido dañadas.

PANDEO:

El pandeo se produce a consecuencia de la flexión que sufre el cilindro provocada por una compresión lateral. Si el cilindro trabaja a compresión, es necesario comprobar su comportamiento respecto a las fuerzas exteriores y ver si las condiciones de estabilidad al pandeo están garantizadas.

Cuando la longitud entre apoyo y punto de aplicación, de los cilindros que trabajan a compresión es notable, ha de comprobarse la flexión lateral para evitar el pandeo. Ocurriendo que el vástago que es el componente más propenso a encorvarse, de sección pequeña relativamente a su longitud, y admitiendo la posibilidad de flexar y siendo la parte más débil del cilindro, es recomendable comprobar su resistencia al objeto de que no origine el pandeo.

Para conseguir que éste no se doble, es preciso que la fuerza total que lo comprime sea inferior a un valor que la resistencia de materiales permite calcular y que depende de las condiciones de fijación de los extremos de la pieza.

Para calcular la resistencia al pandeo utilizaremos, por su gran aceptación en cilindros, las fórmulas de EULER dado que los vástagos mayormente se consideran como barras esbeltas. EULER calculó matemáticamente la carga crítica capaz de producir pandeo, siendo válidas cuando el grado de esbeltez cumple a ser mayor o igual a 105.

Con una esbeltez menor el cálculo se realizará según Temajer, Ranking y otros. Es una fórmula del mismo tipo para todos los casos, pero con distintos coeficientes, así tenemos:

$$F = K \frac{\pi^2 \cdot I \cdot E}{L^2} \quad (\text{Ec. 2.1.12})$$

Siendo:

F = Carga total más allá de la cual se producirá la rotura, en kp o kgf.

I = Momento de inercia mínimo para secciones transversales circulares. ($I = D^4 \cdot \pi/64$), en cm^4 .

E = Módulo de elasticidad del material empleado, en Kp/cm^2 .

L = Longitud virtual sometida a pandeo, en cm (L = Longitud real entre apoyos, en cm.)

K = Coeficiente cuyo valor depende del sistema de fijación del cilindro por sus extremos.

En cuanto a los valores que se han de dar a K, corresponden a los cuatro casos:

Un extremo fijo y otro libre: $K = 1/4$.

Los dos extremos articulados: $K = 1$.

Un extremo articulado y el otro fijo: $K = 2$.

Los dos extremos fijos:

$$K= 4.$$

Sea F_t la carga máxima admisible o fuerza total a que debe estar sometido el cilindro; en la práctica se le impone la condición $F_t = F/n$, siendo n un coeficiente de seguridad mayor que la unidad y determinado experimentalmente.

El coeficiente de seguridad suele hallarse comprendido entre 2 y 10 siendo su valor promedio 5. Es usual un factor de 2,5 para las aplicaciones con presión nominal de 160 bar y de 3.5 para presiones nominales entre 250 y 315 bar.

Por consiguiente, también se puede escribir:

$$F_t = \frac{K \pi^2 \cdot I \cdot E}{n L^2} \quad (\text{Ec. 2.1.13})$$

CÁLCULOS:

El principio de los cilindros hidráulicos es el tener un rendimiento que varía entre un 85 % y un 95 %.

La fuerza total F , que debe vencer el cilindro si despreciamos el rozamiento, depende principalmente de la presión del fluido y de la sección del émbolo.

$$F = p \cdot A \quad (\text{Ec. 2.1.14})$$

De donde podemos determinar, en primera aproximación, la sección o superficie del émbolo una vez conocida la presión de trabajo y el esfuerzo requerido.

$$A = F/p, \text{ o bien } p = F/A.$$

Equivaliendo a:

A = superficie del émbolo, en cm^2 .

F = Fuerza máxima, en kg.

p = presión de servicio, en kg/cm².

Siendo la superficie del émbolo (la que no lleva vástago) igual a:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cong 0.785 \cdot D^2 \quad (\text{Ec. 2.1.15})$$

Siendo:

A₁ = Área del émbolo, en cm².

D = Diámetro, en cm.

De aquí podemos deducir el diámetro del émbolo. Para hallar la superficie del émbolo que lleva vástago se restará el área del vástago, quedando:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cong 0.785 \cdot (D^2 - d^2) \quad (\text{Ec. 2.1.16})$$

En donde,

D = diámetro del émbolo.

d = diámetro del vástago.

Al aplicar estas formulas a la realidad práctica deberán tenerse presente los esfuerzos que se superponen al esfuerzo neto (rozamientos, inercias, etc) recurriendo para su determinación al uso de ábacos y reglas de cálculo.

Los esfuerzos de compresión (empujando) y de tracción (tirando) son iguales a la sección del cilindro por la presión del fluido. Es decir:

$$\text{Esfuerzo a compresión } \sigma = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot p}{4} \quad (\text{Ec. 2.1.17})$$

$$\text{Esfuerzo a tracción } \sigma = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi \cdot p}{4} \quad (\text{Ec. 2.1.18})$$

Siendo para las dos fórmulas, las siguientes unidades:

σ = esfuerzo a compresión y tracción, en kg.

D = diámetro del émbolo, en cm.

d = diámetro del vástago, en cm.

p = presión, en kg/cm^2 .

La velocidad (v) de salida del émbolo (avance) es:

$$v = 16.6 \cdot \frac{Q}{A_1} \quad (\text{Ec. 2.1.19})$$

Y la velocidad (v) de entrada del émbolo (retroceso) es:

$$V = 16.6 \cdot \frac{Q}{A_2} \quad (\text{Ec. 2.1.20})$$

En donde:

v = velocidad, en cm/s .

Q = caudal alimentación, en litros/min .

A_1 = sección émbolo cilindro, en cm^2 .

A_2 = Sección anular cilindro, en cm^2 .

El volumen del cilindro se expresa por:

$$V = A \cdot s \quad (\text{Ec.2.1.21})$$

V = volumen del cilindro, en cm^3 .

A = área, en cm^2 .

s = carrera, en cm .

Si la velocidad de los cilindros está predeterminada, para calcular el caudal de alimentación se utilizará la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{v \cdot 60 \cdot A}{1000} \quad (\text{Ec. 2.1.22})$$

Q = caudal de alimentación en litros/min .

v = velocidad avance o retroceso del cilindro, en cm/s .

A = sección de que se trate, en cm^2 .

2.1.23 Mando de un cilindro de doble efecto.

El grupo de accionamiento suministra el caudal de líquido a presión (Figura 2.1.20). Se necesita una válvula limitadora de presión para evitar que las presiones suban demasiado. La magnitud de la presión ajustada puede leerse en un manómetro.

Para mandar el cilindro de doble efecto se utiliza una válvula distribuidora 4/2. Al accionar ésta se abre el paso de $P \rightarrow B$, y el émbolo de trabajo se desplaza hasta su posición final exterior. Al mismo tiempo, el líquido a presión que se encuentra en el lado del vástago es evacuado por $A \rightarrow T$ al depósito. Después de conmutar la válvula distribuidora 4/2 (a la posición de reposo), se abre el paso de $P \rightarrow A$. El émbolo de trabajo entra y desplaza el líquido a presión existente en el lado del émbolo, por $B \rightarrow T$, hacia el depósito.

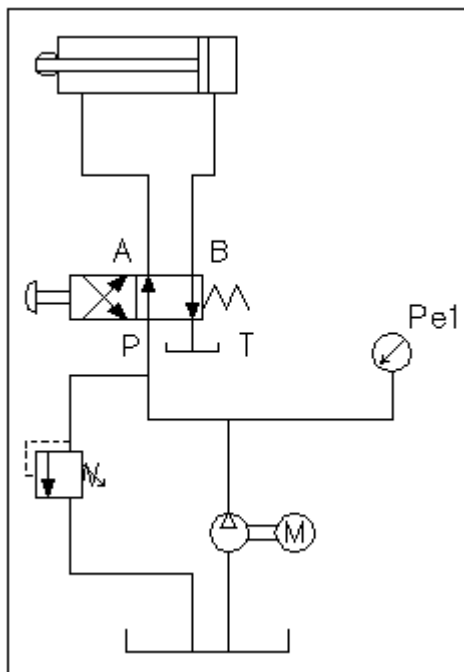
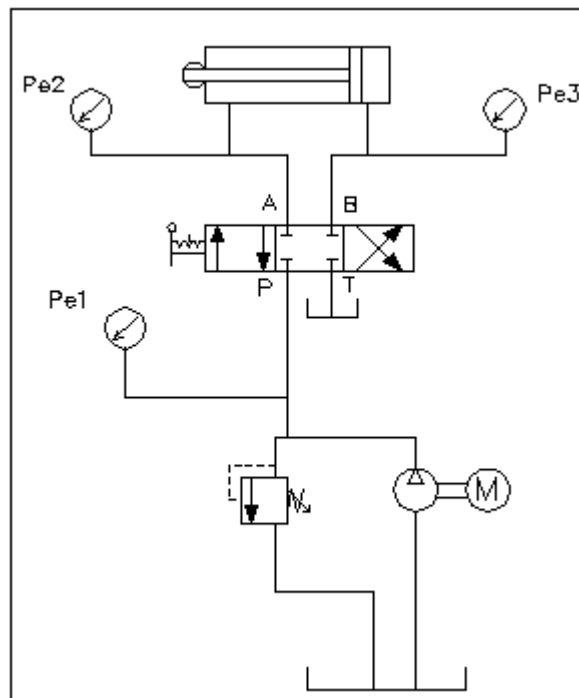


Figura 2.1.21 Mando de un cilindro de doble efecto
2.1.24 Mando de un cilindro de doble efecto mediante válvula 4/3.

El grupo de accionamiento suministra el caudal de líquido. Para que no se produzcan presiones demasiado altas está prevista en el sistema hidráulico una válvula limitadora de presión. La magnitud de la presión puede leerse en un manómetro (Figura 2.1.21).

Para pilotar el cilindro de doble efecto hay prevista una válvula distribuidora 4/3 con posición media de circunvalación. Estando dicha válvula en la posición media (0) de circunvalación, el caudal de líquido puede pasar sin obstáculos al depósito. Los empalmes A y B están cerrados. Al conmutarla a la posición de avance (a), se abre el paso de $P \rightarrow A$ y de $B \rightarrow T$, y el vástago del émbolo del cilindro sale. Al conmutarla a la posición de retorno (b), se abre el paso de $P \rightarrow B$ y de $A \rightarrow T$, y el vástago del émbolo del cilindro entra.



**Figura 2.1.21 Mando de un cilindro de doble efecto
mediante válvula 4/3**

Si durante el movimiento de avance se conmuta la válvula a la posición media de circunvalación, el émbolo se detiene. Cuando es necesario que el émbolo se detenga, el circuito de circunvalación tiene la ventaja de que el caudal enviado por la bomba puede ser evacuado directamente sin presión, sin calentarse y sin necesidad de pasar por la válvula limitadora de presión.

2.1.25 Regulación de la velocidad de avance de un cilindro.

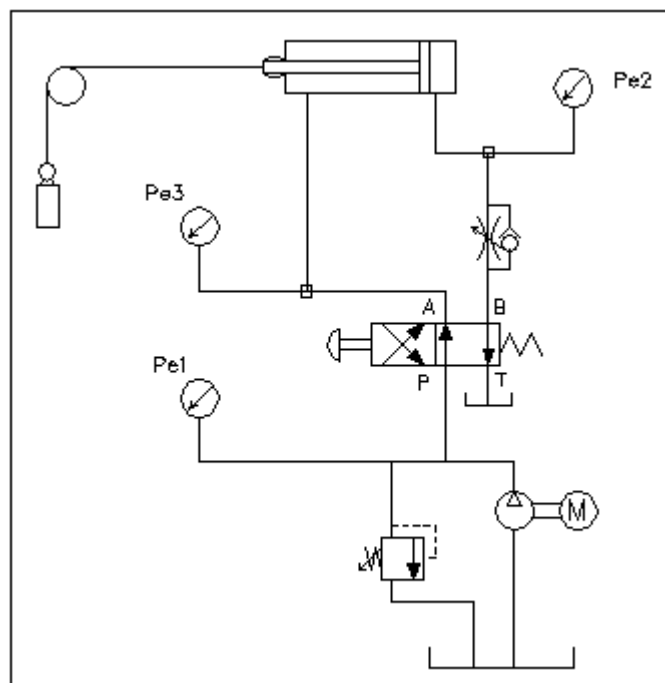


Figura 2.1.22 Regulación de la velocidad de un cilindro

En el circuito previsto en primer lugar (Figura 2.1.22), al accionar la válvula 4/2, el caudal de aceite enviado por la unidad de accionamiento pasa por la válvula reguladora de caudal al cilindro de trabajo y actúa sobre la superficie del émbolo; al mismo tiempo, el líquido de retorno del lado del vástago sale sin presión. Según el peso de la carga, el émbolo se mueve con sacudidas más o menos fuertes. Este deslizamiento con sacudidas, se produce por el rozamiento variable producido por el deslizamiento y la adherencia. El émbolo no sólo es empujado por el líquido a

presión, sino también extraído por el peso de la carga. El deslizamiento con sacudidas puede presentarse también sin que haya una carga que tire, cuando las velocidades de arranque son lentas y las resistencias de trabajo varían. Para evitar este problema se introducen variaciones en el circuito proyectado, que queda de la siguiente forma (Figura 2.1.23).

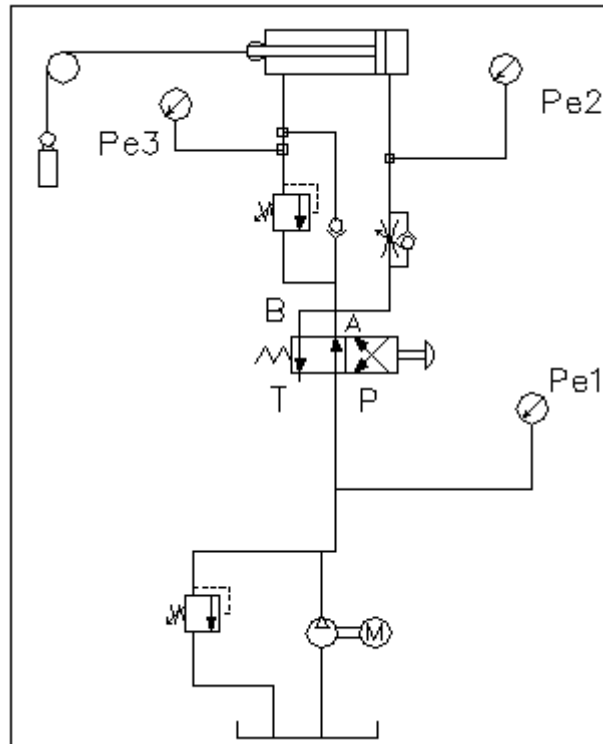


Figura 2.1.23 Regulación de la velocidad de un cilindro

Después de accionar la válvula distribuidora 4/2, el caudal de líquido pasa al cilindro y actúa sobre el émbolo con la presión Pe_2 que puede subir hasta alcanzar la presión $Pe_1 = P_i$ máx. ajustada en la válvula limitadora de presión. (2 a). Por esta válvula (2 a), montada en la salida, se produce en la cámara del vástago del cilindro una contrapresión P_a . Esta contrapresión está ajustada de modo que el émbolo no está sometido a esfuerzo hidráulico, con ello se evita que el émbolo se deslice por sacudidas y ya no es posible tirar del émbolo. El movimiento de avance tiene lugar entonces de modo uniforme.

Este sistema se utiliza, por ejemplo, en máquinas herramientas, para que el carro de la herramienta avance uniformemente y sin sacudidas (se protege la herramienta y se obtiene una superficie de mejor calidad).

2.1.26 Regulación del caudal de entrada.

Al accionar la válvula distribuidora 4/3, el lado del émbolo lo recibe (Figura 2.1.24).

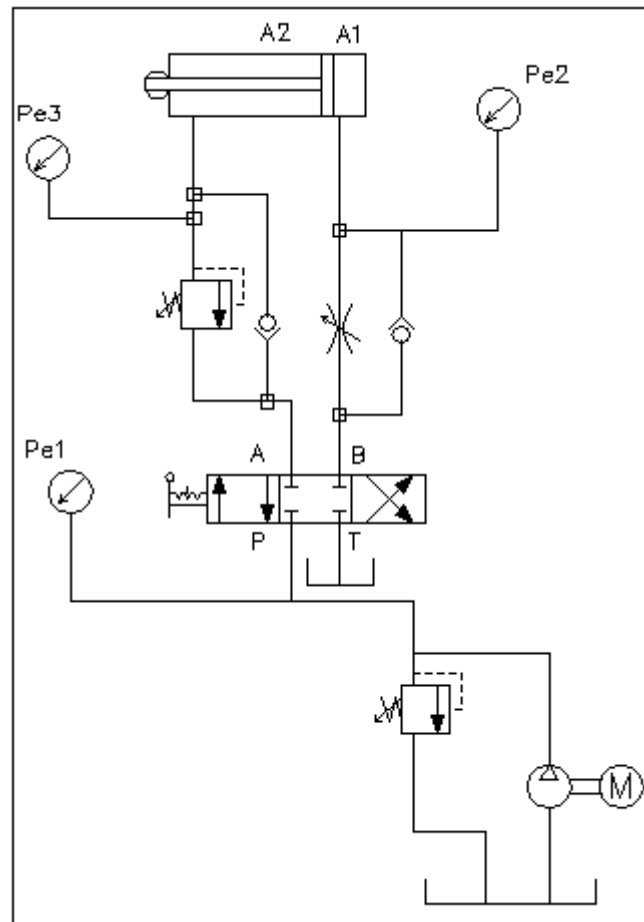


Figura 2.1.24 Regulación de caudal de entrada

El émbolo se desplaza y el vástago sale a una velocidad de avance constante. El líquido desplazado de la cámara del vástago es evacuado por la válvula distribuidora 4/3 y la otra válvula limitadora de presión y regresa al depósito. Esto

es necesario para sujetar el émbolo hidráulicamente y compensar fluctuaciones de la presión.

Como la válvula reguladora de caudal regula la entrada de la corriente de líquido, la superficie del émbolo se somete únicamente a la presión que exige la resistencia de trabajo respectiva.

Como consecuencia de ello, el cilindro y sus juntas se someten a pequeñas cargas, no se produce un salto al comenzar el movimiento y la velocidad del émbolo permanece también constante, aunque la resistencia de trabajo varíe. No es posible conmutar en vaivén rápidamente, porque la presión tiene que formarse primero. Estando la válvula distribuidora 4/3 en posición media, la presión en la válvula reguladora de caudal se desvanece por la fuga.

2.1.27 Regulación del caudal de salida.

En la regulación del caudal de salida se regula el caudal que sale del consumidor (Figura 2.1.25). El grupo de accionamiento suministra la corriente de líquido. La presión máxima la determina la válvula limitadora de presión. Al accionar la válvula distribuidora 4/3, el lado del émbolo recibe la corriente de líquido enviada por la bomba.

El líquido desplazado de la cámara del vástago pasa por las válvulas reguladoras de caudal y por la distribuidora 4/3 y llega al depósito. Se regula, pues, la corriente del líquido que sale; de esta forma se sujeta hidráulicamente el émbolo y el vástago, puede salir a la velocidad de avance constante. Como se regula la corriente de líquido desplazada, en el lado del émbolo la presión actuante aumenta siempre hasta alcanzar el valor máximo ajustado en la válvula limitadora de presión. El cilindro y sus juntas están sometidos a un esfuerzo continuo grande.

Al comenzar el movimiento se produce un salto, porque el émbolo se mueve durante corto tiempo sin encontrar resistencia hidráulica.

Este sistema se aplica cuando se exige que el émbolo tenga un avance regular a pesar de que intervengan fuerzas externas de magnitud y dirección variables (caso de muchas máquinas herramientas).

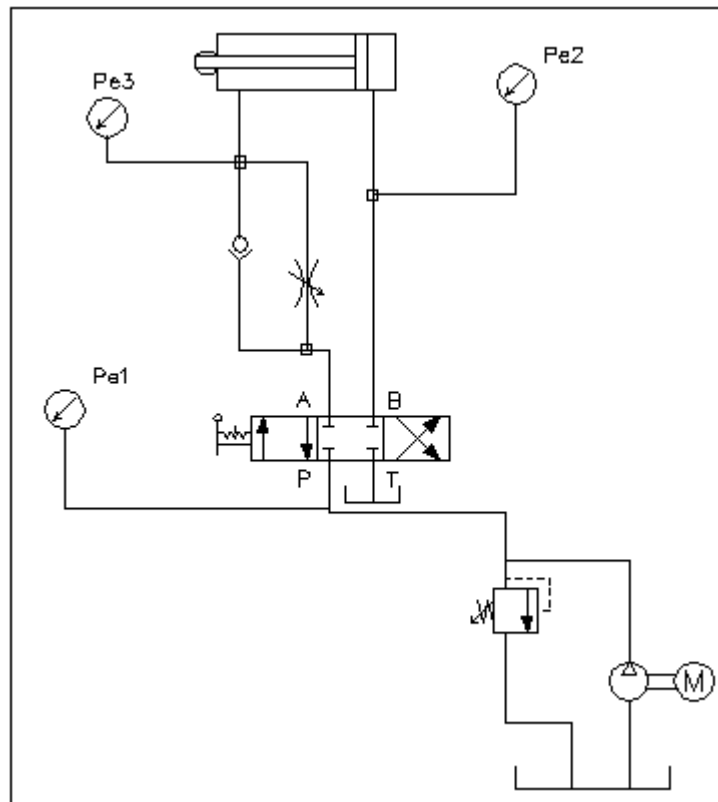


Figura 2.1.25 Regulación de caudal de salida

2.1.28 Regulador de presión.

El grupo de accionamiento suministra una corriente de líquido. La presión Pe_1 la determina la válvula limitadora de presión (figura 2.1.26).

Al accionar la válvula distribuidora 4/3, se inunda la cámara del émbolo del cilindro. El antiretorno (1) obstruye el paso, por lo cual sólo es posible el flujo a través del regulador de presión que asegura una presión constante en la cámara del émbolo, indicada en Pe_2 .

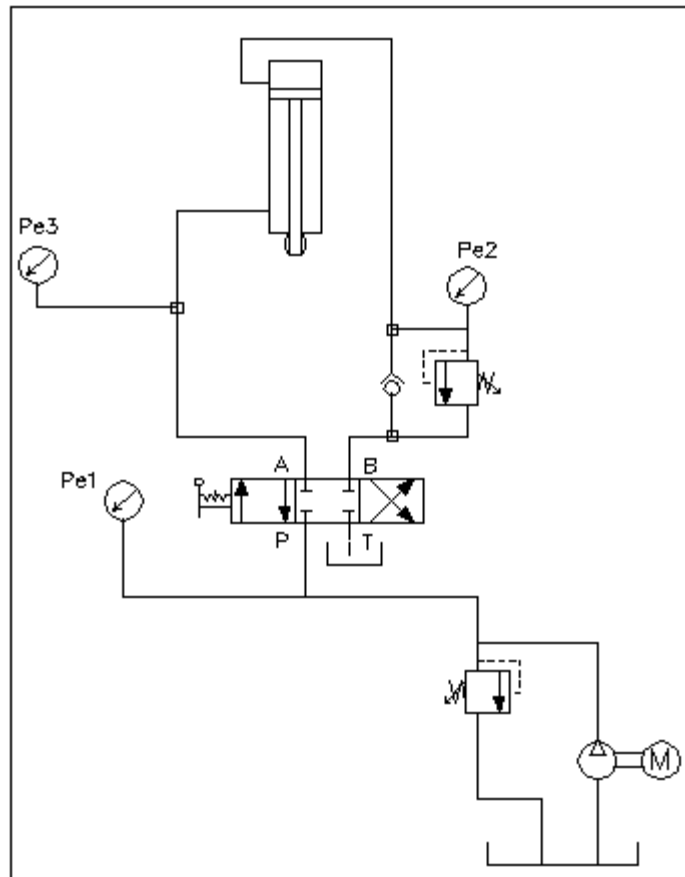


Figura 2.1.26 Regulación de presión

Cuando se acciona la válvula 4/3 en posición contraria, se llena la cámara del vástago y el aceite de la cámara del émbolo escapa por el antiretorno (1), a través de la válvula 4/3 al tanque.

Con este circuito se consigue una presión constante de trabajo. Por ejemplo, una presión constante sobre la banda en un tren de laminación.

Al conmutar la válvula distribuidora 4/3 de nuevo a su posición de reposo, la corriente pasa, sin ser estrangulada por la válvula antiretorno (7), al lado del vástago (retorno rápido). Durante el movimiento de retorno, la válvula distribuidora 4/3 no influye sobre el funcionamiento del circuito.

Este circuito se utiliza en máquinas herramientas, cuando además del avance ajustable se necesita también movimientos rápidos.

2.4 INTRODUCCIÓN AL CONTROL INDUSTRIAL.

2.4.1 INTRODUCCIÓN.

Se puede definir control como “la manipulación de las magnitudes de un sistema llamado planta a través de otro sistema llamado sistema de control”.

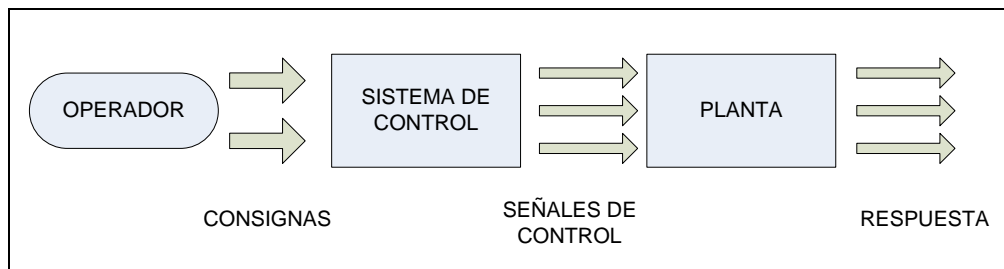


Figura 2.2.1 Diagrama básico de Control

El uso de contadores, relés, temporizadores, etc., para automatizar tareas fue aumentando a lo largo del tiempo así como algunos de los problemas que derivan de la aplicación de estos componentes tales como:

- Muy grandes armarios donde se alojan estos elementos.
- Probabilidad de avería muy alta.
- Localización de la avería muy difícil y complicada.
- Stock de materiales muy importante a un costo económico muy alto.
- Sistemas no flexibles.

A partir de los años 50 se hace uso de semiconductores y los primeros circuitos integrados sustituyendo así las funciones de los relés, poniendo en evidencia mejoras como:

- Sistemas de menor tamaño y con menor desgaste.
- Reducción de stock y aumento de la fiabilidad de los sistemas.

El problema de estos sistemas es la falta de flexibilidad. A finales de los años 60, la industria estaba demandando cada vez más un sistema económico, robusto, flexible y fácilmente modificable. En 1968 nacieron los primeros autómatas programables (API's o PLC's).

Los primeros PLC's constaban de memoria cableada y una unidad central constituida por circuitos integrados. A principios de los 70, los PLC's incorporan el MICROPROCESADOR. Más prestaciones, elementos de comunicación hombre-máquina más modernos, manipulación de datos, cálculos matemáticos, funciones de comunicación, etc.

A la segunda mitad de los años 70, traen más capacidad de memoria, posibilidad de entradas/salidas remotas, analógicas y numéricas, funciones de control de posicionamiento, aparición de lenguajes con mayor número de instrucciones más potentes y, desarrollo de las comunicaciones con periféricos y ordenadores.

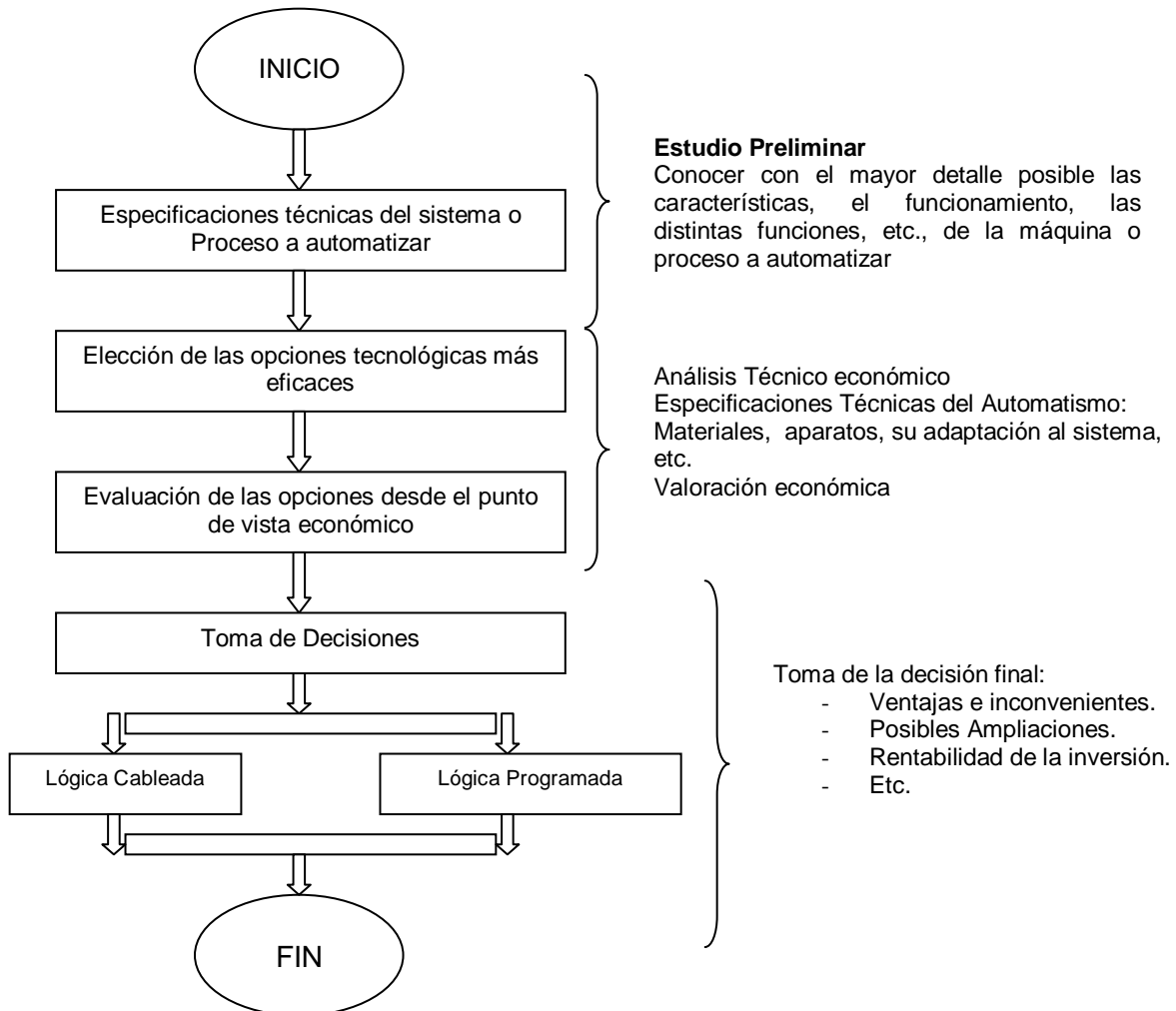
En la década de los años 80 se mejoran las prestaciones de a: velocidad de respuesta, se reducen las dimensiones, tienen mayor concentración de número de entradas/salidas en los módulos respectivos, o de módulos de control continuo, PID, servo controladores, y control inteligente.

Debido al desarrollo de la electrónica, hoy en día hay distintas variedades de autómatas que van desde:

- Microautómatas y Nanoautómatas que se utilizan en apertura y cierre de puertas, control de iluminación, control de riego de jardines, etc.
- Autómatas de gama alta » prestaciones de un pequeño ordenador.
- La principal virtud de un PLC es su robustez y facilidad de interconexión con el proceso.

La tendencia actual es: dotar al PLC funciones específicas de control y de canales de comunicación para que puedan conectarse entre sí y con ordenadores en red.

La elaboración de un automatismo se basa en:



Existen muchas aplicaciones donde se relaciona la instrumentación en nuestra vida cotidiana, así por ejemplo: El jardinero utiliza un termómetro para determinar

si debe encender la calefacción en un invernadero o si es necesario abrir las ventanas si éste está muy caliente. En un proceso hidráulico, el progreso del funcionamiento de la instalación se indica por medio de la medición de temperaturas y presiones en distintos puntos, y una medida de este tipo permite que el operador tome decisiones correctas con relación de las posiciones de las válvulas, dirección del fluido, etc.

Así mismo el uso de sistemas de medición como parte de los sistemas de control automático, esta representada en el siguiente esquema:

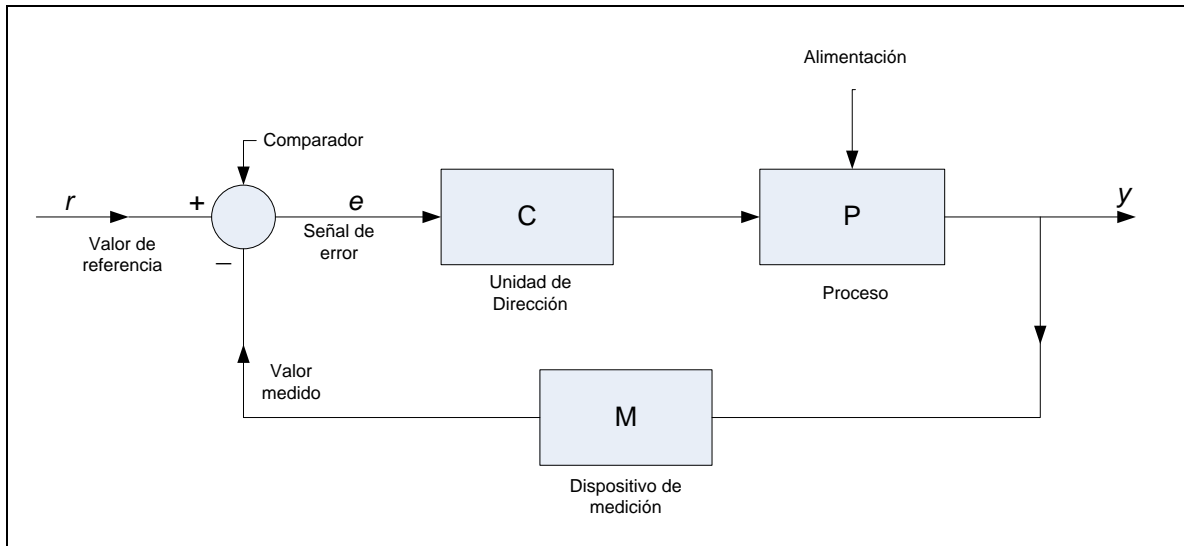


Figura 2.2.2 Elemento de un sistema de control de lazo cerrado simple

La figura 2.2.2 presenta un diagrama a bloques de un sistema de control retroalimentado, el cual fue diseñado para mantener cierta variable de salida y de un proceso controlado P en un valor de referencia r . El valor de la variable controlada y se determina con la ayuda del instrumento de medición M , se compara con el valor de referencia r , y la diferencia e se aplica como una señal de error a la unidad de corrección C , la cual modifica la salida del proceso de modo tal que la variable de salida está determinada por $y = r$. Las características de los

instrumentos de medición en sistemas de control retroalimentados de esta clase son de importancia fundamental para la calidad de control que se obtiene. La exactitud y resolución con la que se controla una variable de salida de un proceso nunca puede ser superior a la exactitud y resolución de los instrumentos de medida que se utilizan.

Componentes del sistema de medición

En casos simples, un instrumento está compuesto por una sola unidad que produce una lectura o señal de salida de acuerdo con la magnitud de la variable desconocida que se aplica. Sin embargo, en situaciones más complejas, es posible que el instrumento de medición esté compuesto por varios elementos independientes como se ilustra en la figura 2.2.3:

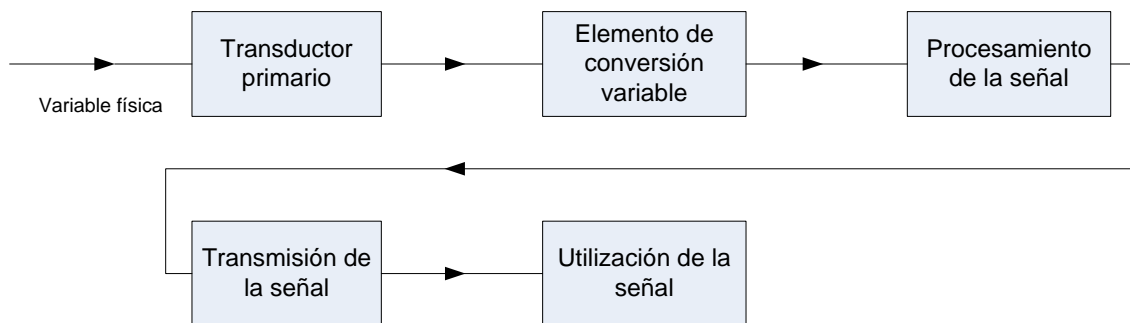


Figura 2.2.3 Elementos de un instrumento de medición

El *transductor primario* es común en cualquier instrumento de medición. Produce una salida que es función de la *cantidad que se mide*. Siendo en la mayoría de casos lineal. Un ejemplo de transductor primario es un termómetro de líquido en vidrio, un termopar y un medidor de deformación.

La variable de salida de un transductor primario se encuentra muchas veces en una forma inconveniente y tiene que convertirse a una más conveniente. Es así que se usa el *elemento de conversión variable*. Por ejemplo: el medidor de deformación que mide el desplazamiento proporciona una salida en forma de resistencia variable. Ésta se convierte en un cambio de voltaje por medio de un

circuito *tipo puente*, el cual es un ejemplo típico del elemento de conversión variable.

Los elementos de *procesamiento de señal* se emplean para mejorar de alguna forma la calidad de la salida de un sistema de medición. El amplificador electrónico es un elemento de procesamiento de señales muy común, el cual amplifica la salida del transductor primario o del elemento de conversión variable, mejorando de esa manera la sensibilidad y la resolución de la medición. Por ejemplo, los termopares cuentan con una salida típica de unos cuantos milivoltios. Otros tipos de elementos de procesamiento de señales son aquellos que filtran el ruido inducido y eliminan niveles medios, etc.

Cuando el punto de salida de un sistema de medición se encuentra a cierta distancia física del sitio donde está el transductor primario que mide la cantidad física, es necesario algún mecanismo de transmisión de la señal medida entre estos puntos. El elemento de transmisión de señales está integrado típicamente por un cable simple (o un cable que tiene más de un conductor central), que a menudo se trenza o blinda para minimizar la corrupción de la señal debido al ruido eléctrico.

El elemento final en un sistema de medición corresponde al punto donde se utiliza la señal medida.

2.4.2 TOPOLOGÍA DE LOS SISTEMAS DE CONTROL.

Encontramos:

- Lazo abierto.- Este sistema de control no recibe información del comportamiento de la planta. Se caracteriza porque la información o variables que controlan el proceso circulan en una sola dirección desde el **sistema de control al proceso**.

El sistema de control no recibe la confirmación de que las acciones que a través de los actuadores ha de realizarse sobre el proceso se hayan ejecutado correctamente.

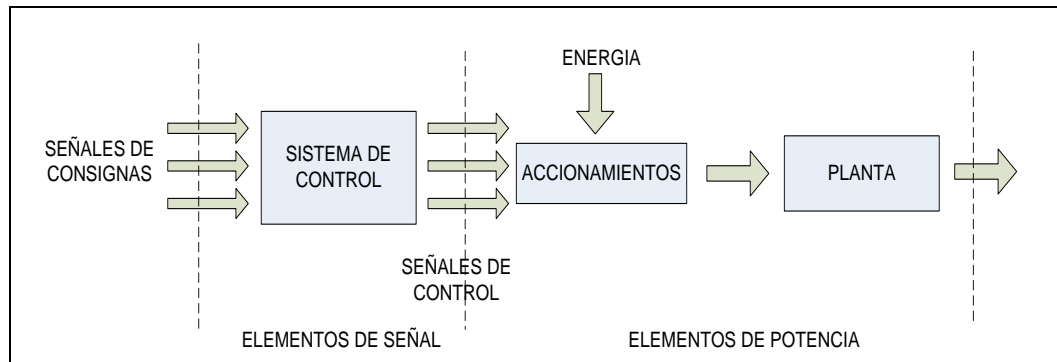


Figura 2.2.4 Sistema de Lazo abierto

- Lazo cerrado.- se caracteriza porque existe una realimentación a través de los sensores desde el proceso hacia el sistema de control, que permite a éste último conocer si las acciones ordenadas a los actuadores se han realizado correctamente sobre el proceso.

La mayoría de los procesos existentes en la industria utilizan el control en lazo cerrado bien porque el producto que se pretende obtener o la variable que se controla necesita un control continuo en función de unos determinados parámetros de entrada, o bien porque el proceso a controlar se subdivide en una serie de acciones elementales de tal forma que, para realizar una determinada acción sobre el proceso, es necesario que previamente se hayan realizado una serie de acciones elementales.

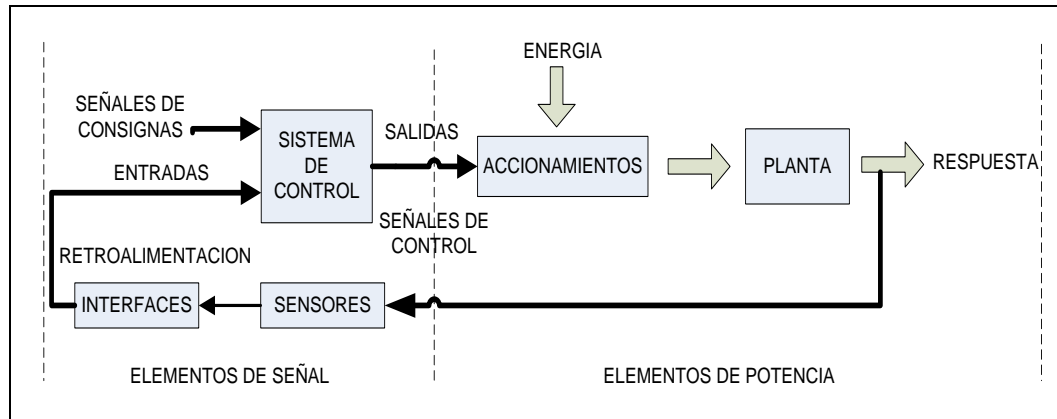


Figura 2.2.5 Sistema de Lazo cerrado

2.4.3 TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL.

Clasificación, según el tipo de señales que intervienen en la planta a controlar:

- Sistemas de Control Analógico: señales de tipo continuo (0 a 10 V, 4 a 20mA, etc.) proporcionales a unas determinadas magnitudes físicas (presión, temperatura, velocidad, etc.).
- Sistemas de Control Digital: señales binarias (todo o nada) sólo pueden representar dos estados o niveles.
- Sistemas de Control híbridos analógicos - digitales: Autómatas programables.

La unidad de control esta formada por un microprocesador que se caracteriza por:

- señales digitales de entrada y salida.
- señales analógicas de entrada previamente convertidas (A/D)
- señales analógicas de salida previamente convertidas (D/A)

Unidad de control señales digitales y analógicas:

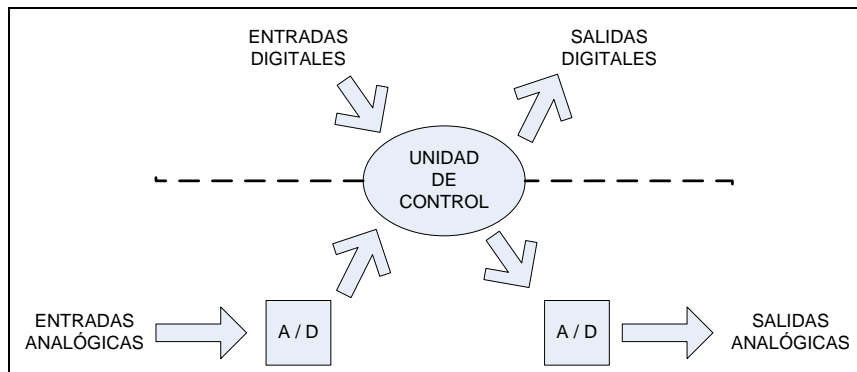


Figura 2.2.6 Señales Digitales y Analógicas

Clasificación de los sistemas de control según su tecnología:

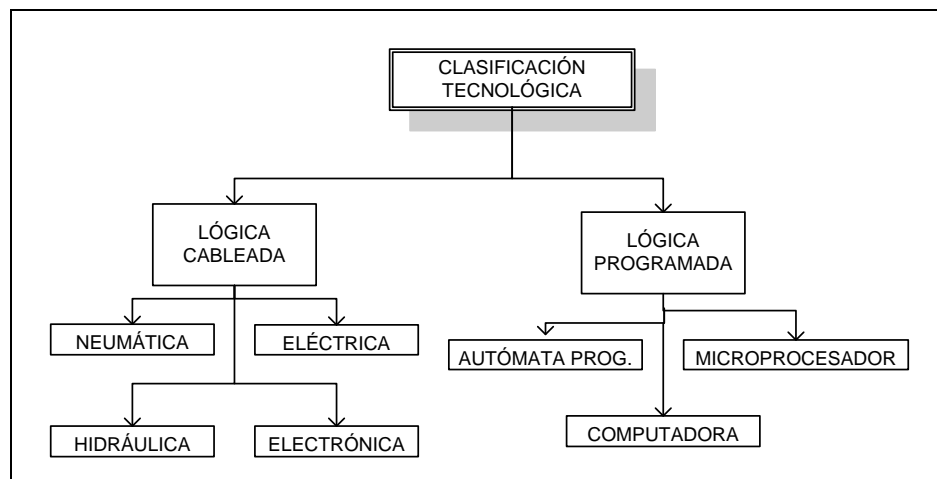


Figura 2.2.7 Clasificación de los sistemas de control

CARACTERÍSTICAS A	LÓGICA	LÓGICA
--------------------------	---------------	---------------

ESTUDIAR	CABLEADA	PROGRAMADA
FLEXIBILIDAD	BAJA	ALTA
POSIBILIDAD DE AMPLIACIÓN	BAJA	ALTA
CONEXIONES Y CABLEADO EXTERIOR	MUCHAS	POCAS
TIEMPO DE DESARROLLO DEL SISTEMA	MUCHO	POCO
MANTENIMIENTO	DIFÍCIL	FÁCIL
HERRAMIENTAS DE SIMULACIÓN	NO	SI
COSTO PARA PEQUEÑAS SERIES	ALTO	BAJO
ESTRUCTURACIÓN EN BLOQUES INDEPENDIENTES	DIFÍCIL	FÁCIL

Tabla 2.2.1 Características de los Sistemas Lógicos

2.4.4 CONTROL POR ORDENADOR.

Con el aumento del tamaño del proceso y el crecimiento de su complejidad, llega a ser necesario obtener su óptimo control para conseguir una marcha más perfecta de la planta y lograr los beneficios adicionales que ello comporta. Si bien existen dos tipos de computadoras, el analógico y el digital, es mas ventajoso emplear el segundo para los procesos industriales debido a las ventajas que presenta al tratar exclusivamente con números puros y ser ideal para la solución de los problemas numéricos. Así mismo la alta velocidad conseguida en las señales de mando a las válvulas permite realizar el control en forma prácticamente continua. Frente al analógico, el digital tiene la desventaja de que al muestrear el proceso pierde parte

de la información, pero las ventajas que presenta en la fácil modificación de parámetros y variables y en su versatilidad, hace que sea ampliamente utilizado.

El computador digital presenta las siguientes ventajas:

- Mayor rendimiento de proceso y por lo tanto una gran producción con menores costos gracias a la utilización eficiente del material y del equipo.
- Mayor calidad en los productos fabricados.
- Mayor seguridad, ya que la acción de corrección y la activación de alarmas es inmediata.

Es así que el autómatas programable se caracteriza porque:

- Juega el papel de UNIDAD DE CONTROL
- Incluye total o parcialmente las interfaces con las señales de la planta (niveles de tensión e intensidad industriales, transductores y periféricos electrónicos).
- Programable por el usuario.
- Entradas: señales de consigna y de realimentación.
- Salidas: señales de control.
- Hardware estándar y modular (módulos interconectable, configurar sistema a la medida de las necesidades).

Los procesos de control se caracterizan en la:

- Gran capacidad de cálculo.
- Conexión a estaciones gráficas.
- Múltiples canales de comunicación.
- Facilidad de adaptación.
- Capacidad multiproceso, etc.

Para ellos se han utilizado mini ordenadores con interfaces específicas para la planta a controlar. Su INCONVENIENTE es ser caro y poco estándar.

La frontera entre autómatas de gama alta y los mini ordenadores está actualmente muy difusa.

Actualmente

- Red de autómatas controlados por uno o varios ordenadores, con lo que se consigue combinar las ventajas de ambos, facilidad de interfaces estándar (autómata) y la potencia de cálculo (ordenador).

- El sistema resultante tiene las siguientes características:
 - Sistema programable con una capacidad de cálculo elevada.
 - Interfaces hombre-máquina estándar, proporcionados por el ordenador.
 - Software estándar para el manejo de datos y gestión de la producción.
 - Posibilidad de control descentralizado.
 - Sistemas de comunicación estándar: LAN o WAN.
 - Mantenimiento fácil.
 - Interface con la planta sencillo debido a los autómatas.
 - Visualización del proceso en tiempo real.
 - Multitud de herramientas para simulación y mantenimiento.
 - Flexibilidad.

2.4.5 TIPOS DE SENSORES

El sensor es el elemento encargado de medir una magnitud cualquiera en un sistema físico.

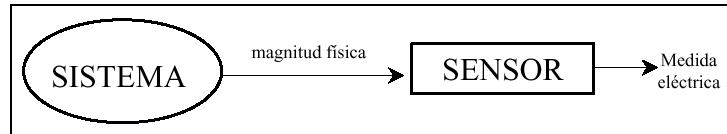


Figura 2.2.8 Sensor

Ejemplos de magnitudes a medir son temperatura, caudal, nivel de un depósito, velocidad de un giro de un motor, etc. Podemos hablar en general de que el sensor es un transductor ya que es un dispositivo que convierte una señal física en otra señal física de otro tipo. De ahí se desprende la definición de sensor, *dispositivo que convierte una señal física en una señal eléctrica*, en la mayoría de casos.

FINALIDAD DE LA TOMA DE MEDIDAS EN UN SISTEMA FÍSICO:

- *Presentación.*- las medidas se muestran mediante un indicador analógico o digital.
- *Registro.*- los valores que toma un determinado parámetro son almacenados.
- *Control.*- la medida de un parámetro es utilizada en un bucle de control.

Se presenta en la Figura 2.2.9 el ejemplo de un servomotor.

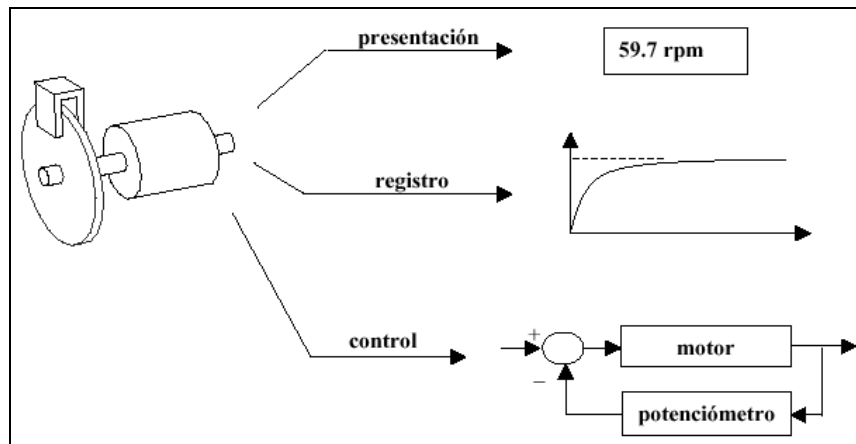


Figura 2.2.9 Servomotor

TIPOS DE SEÑALES A OBTENER CON UN SENSOR TRANSDUCTOR

Transductor: dispositivo que convierte una señal física de cualquier tipo en otra señal de un tipo distinto.



Figura 2.2.10 Transductor

Los transductores normalmente utilizados para la toma de medidas son aquellos cuya señal de salida $y(t)$ es de tipo eléctrico: tensión, intensidad, frecuencia.

Las razones para convertir una señal física de cualquier tipo a una eléctrica son dos:

- Las señales eléctricas se pueden usar fácilmente para registro, visualización y control (son prácticas).
- La variación de cualquier magnitud física de un objeto siempre produce una variación en alguna característica eléctrica (son fáciles de obtener).

Un **transductor ideal** debería ofrecer una señal eléctrica de salida $y(t)$ proporcional (lineal) a la magnitud que se desea medir $x(t)$, es decir :

$$y(t)=K \cdot x(t)$$

Normalmente esto no se consigue y la relación entre la magnitud a medir y la señal eléctrica generada no es proporcional sino que obedece a una expresión más complicada:

$$y(t)=f[x(t)]$$

Esto complica la obtención de la medida a partir del valor de la señal eléctrica. (A veces es necesario utilizar tablas).

La mayoría de las veces, la obtención de una medida no se puede lograr en una sola etapa. Es así que se debe mencionar dos tipos de procesos:

- Procesos anteriores: sensores primarios.
- Procesos posteriores: acondicionamiento.

Procesos anteriores: sensores primarios.

A veces, la magnitud a medir no es fácilmente traducible a una señal eléctrica y es más sencillo realizar un proceso previo:

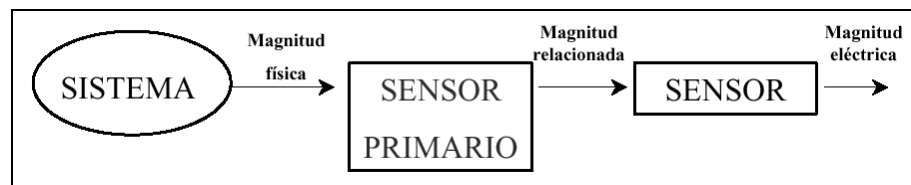


Figura 2.2.11 Sensor primario

Procesos posteriores: circuitos acondicionadores

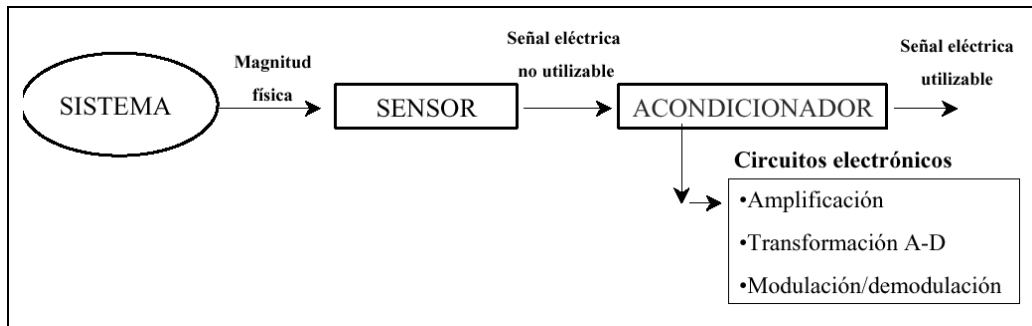


Figura 2.2.12 Acondicionamiento

CARACTERÍSTICAS DE LOS SENSORES

- Estáticas: errores que aparecen en las medidas como diferencia entre los valores reales y los valores indicados por el sensor.

- Dinámicas: relativas a la velocidad de respuesta del sensor.

Características estáticas:

- *exactitud.*
- *fidelidad.*
- *sensibilidad.*
- *linealidad.*
- *resolución.*
- *derivadas.*

Exactitud de un sensor: se refiere a la diferencia entre la medida ofrecida por el instrumento y el valor real de la magnitud que se mide. Esta diferencia es el error del sensor y puede expresarse de distintas formas:

- Error absoluto

Error absoluto = medida sensor – valor real

- Error relativo

Error relativo = error absoluto / valor real

- Clase de precisión de un sensor: indica el máximo error porcentual que puede presentar un sensor, en general con respecto al valor de fondo de escala o al rango de medida.

Error máximo = [índice clase · fondo escala]/100

Fidelidad de un sensor: no tiene en cuenta la magnitud del error con respecto al valor real sino la capacidad del instrumento de dar el mismo resultado al realizar varias medidas, siempre en las mismas condiciones.

Fidelidad: máxima diferencia que existe entre 2 valores obtenidos por el mismo sensor en medidas distintas de una misma magnitud, con una probabilidad del 95%

Exactitud y fidelidad de un sensor El siguiente ejemplo muestra dos sensores, uno con gran exactitud y baja fidelidad y otro con menor exactitud pero mayor fidelidad.

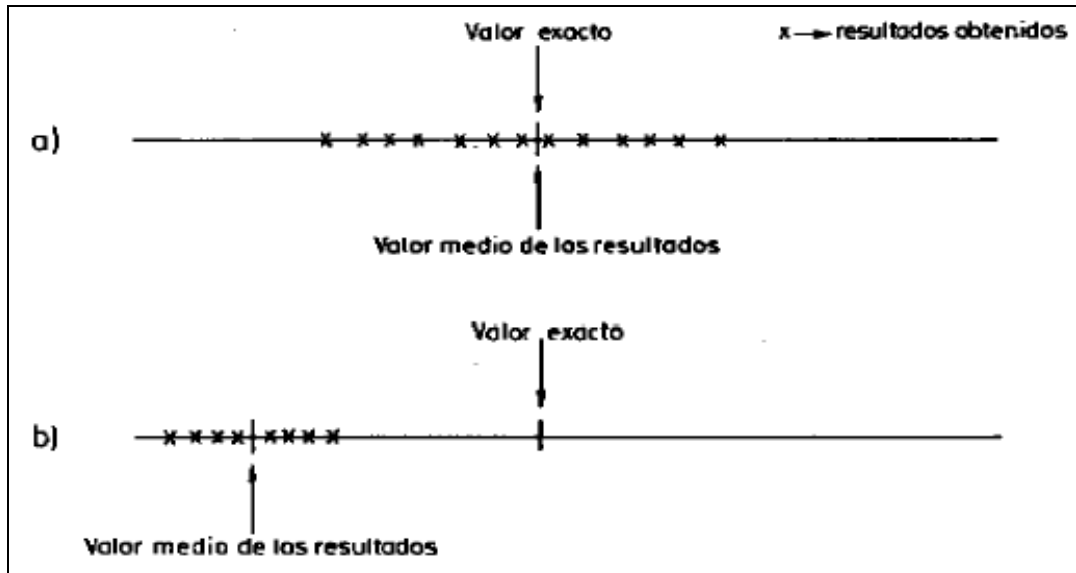


Figura 2.2.13 Exactitud y fidelidad

Sensibilidad o factor de escala: Pendiente de la curva de calibración o curva que relaciona la medida devuelta por el sensor y la magnitud real medida.

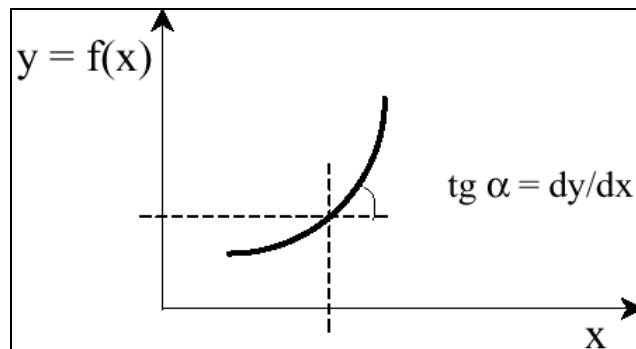


Figura 2.2.14 Sensibilidad

Linealidad de un sensor: el sensor ideal se caracteriza por que tiene una sensibilidad constante, por ello se lo denomina sensor lineal.

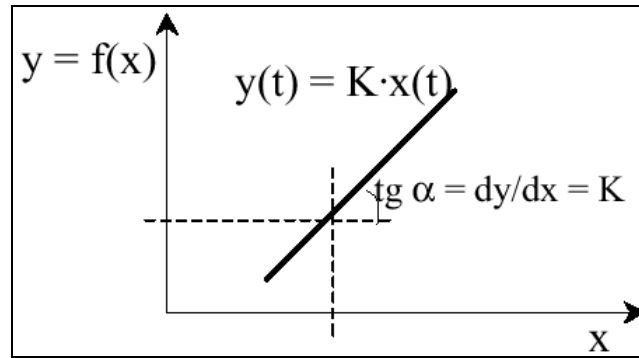


Figura 2.2.15 Linealidad

Para valorar lo cercano o alejado que se encuentra un sensor determinado del comportamiento ideal, se utiliza la linealidad, que, se define como la divergencia entre la curva de calibración y la recta que mejor se aproxima a ella ajustada por mínimos cuadrados.

Resolución de un sensor: Mínima variación que es preciso que se produzca en la magnitud a medir para que se produzca una variación en la respuesta del sensor.

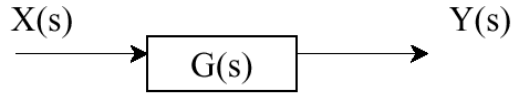
Derivas de un sensor:

Variaciones de la medida ofrecida por un sensor a lo largo del tiempo. Su origen es térmico, debido al calentamiento de los componentes.

- Deriva de cero: variación de salida con entrada nula.
- Deriva de factor de escala: variación de la sensibilidad.

Características Dinámicas:

Estudian la respuesta del sensor ante señales a medir que varían en el tiempo. Para ello, el sensor se representa por su relación entrada-salida mediante su función de transferencia:



Se analiza el comportamiento dinámico de los sensores:

- En el dominio del tiempo (respuesta en régimen transitorio)
- En el dominio de la frecuencia (respuesta en régimen permanente)

La mayor parte de los sensores se pueden aproximar como sistemas de orden 0 (no tienen dinámica), de orden uno o de orden dos.

orden 0 $y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = k \cdot X(s)$

orden 1 $\frac{dy(t)}{dt} + a \cdot y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = \frac{k}{s+a} \cdot X(s)$

orden 2 $\frac{d^2y(t)}{dt^2} + a \cdot \frac{dy(t)}{dt} + b \cdot y(t) = k \cdot x(t) \rightarrow Y(s) = \frac{k}{s^2 + a \cdot s + b} \cdot X(s)$

ORDEN 1

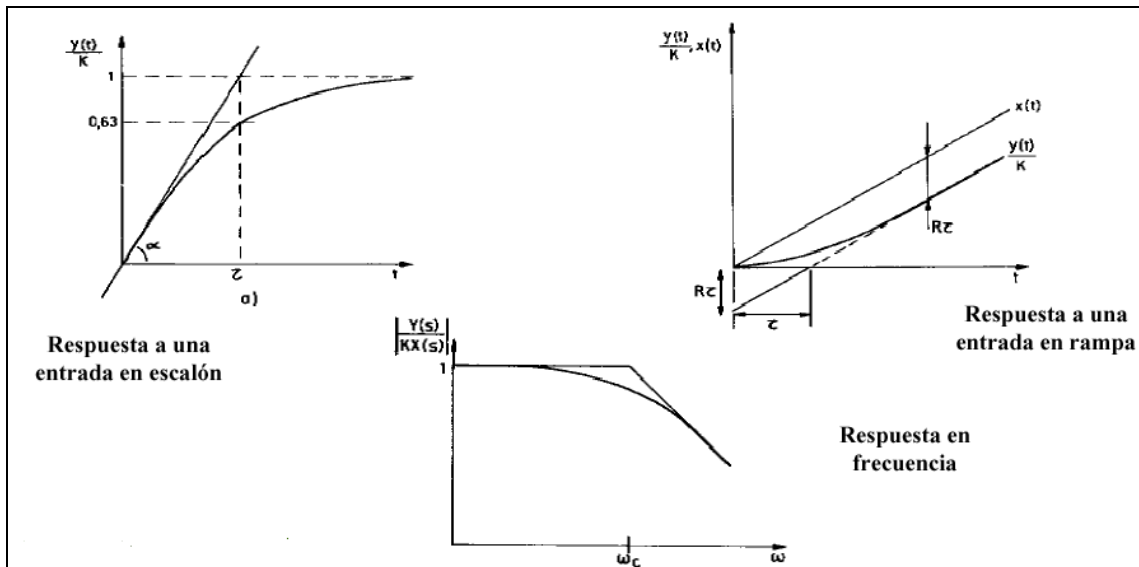


Figura 2.2.16 Sistemas de Orden 1

ORDEN DOS

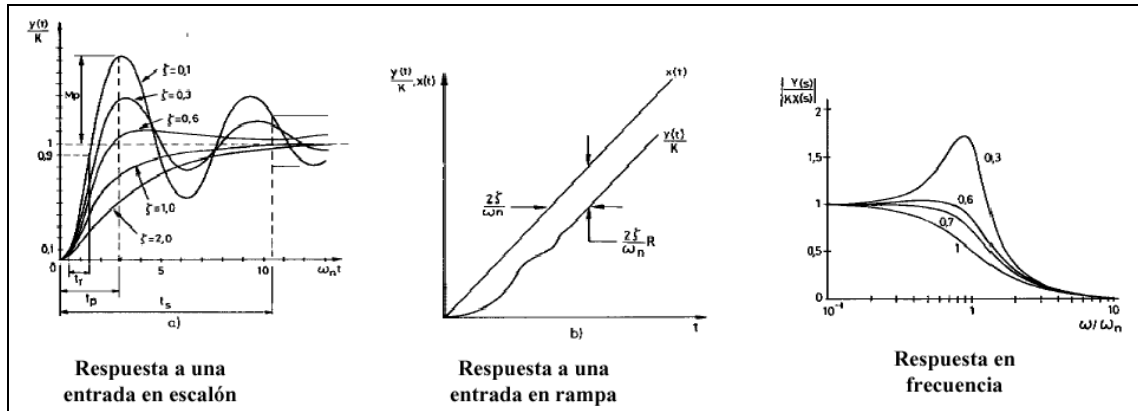


Figura 2.2.17 Sistemas de Orden 2

CLASIFICACIÓN DE LOS SENSORES

Existen diversas formas de clasificar los sensores:

- Según la magnitud a medir: posición, velocidad, aceleración, temperatura, fuerza, presión, caudal, nivel, humedad.
- Según el tipo de salida ofrecida: analógicos, digitales, cuasidigitales.
- Según el principio de funcionamiento: resistivos, capacitivos, inductivos, electromagnéticos, generadores, digitales, basados en semiconductores, basados en ultrasonidos.

Sensores	Magnitudes								
	Posición Distancia Desplazamiento	Velocidad	Aceleración Vibración	Temperature	Presión	Caudal Flujo	Nivel	Fuerza	Humedad
Resistivos	Potenciómetros Galgas Magnetorresistencias		Galgas + masa- resorte	RTD Termistores	Potencióme- tros + tubo Bourdon	Anemóme- tros de hilo caliente Galgas + vola- dizo Termistores	Potencióme- tro + flotá- dor Termistores LDR	Galgas	Humistor
Capacitivos	Condensador di- ferencial				Condensador variable + diafragma		Condensador variable	Galgas capaci- tivas	Dielectrico variable
Inductivos y electro- magnéticos	LVDT Corrientes Fou- cault Resolver Inductosyn Efecto Hall	Ley Faraday LVT Efecto Hall Corrientes Foucault	LVDT + masa- resorte		LVDT + dia- fragma Reluctancia variable + diafragma	LVDT + rotáme- tro Ley Faraday	LVDT + fio- tador Corrientes Foucault	Magneto- elástico LVDT + célula carga	
Generadores			Piezoeléct- ricos + masa- resorte	Termopares Piroeléctricos	Piezoeléctricos			Piezoeléct- ricos	
Digitales	Codificadores in- crementales y absolutos	Codificadores incrementa- les		Osciladores de cuarzo	Codificador + tubo Bourdon	Vórtices			SAW
Uniones p-n	Fotoeléctricos			Diodo Transistor Convertidores T/I			Fotoeléctricos		
Ultrasonidos	Reflexión	Efecto Doppler				Efecto Doppler Tiempo tránsito Vórtices	Reflexión Absorción		

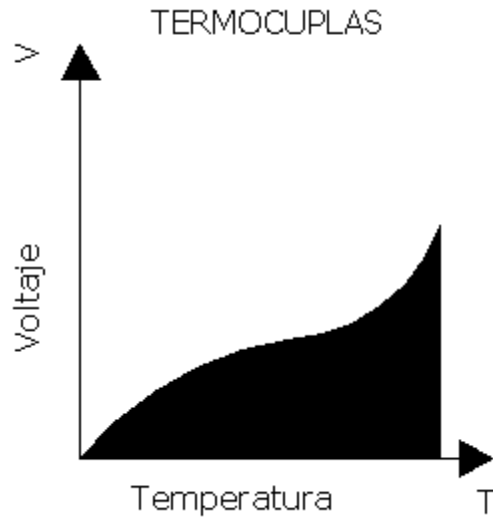
Figura 2.2.2 Clasificación de los Sensores

Termocuplas:

Son apropiadas para rangos grandes de temperaturas a medir, ambientes extremos, o aplicaciones que requieren tamaños pequeños de sensores. Son también recomendadas para ambientes con alto nivel de vibraciones.

Son sensores que emiten una señal de voltaje. Son una combinación de distintos elementos metálicos y aleaciones con el fin de producir dicho voltaje.

Usando combinaciones específicas de metales y aleaciones los extremos de las termocuplas producen un cambio predecible de voltaje basado en el cambio de temperatura.



Ventajas:

- No existen problemas de interferencias en la resistencia del cable.
- Tiene una respuesta rápida a cambios de temperatura.
- Es un instrumento simple y robusto.
- No es caro.
- Soporta altos rangos de temperaturas.
- La temperatura es censada puntualmente.

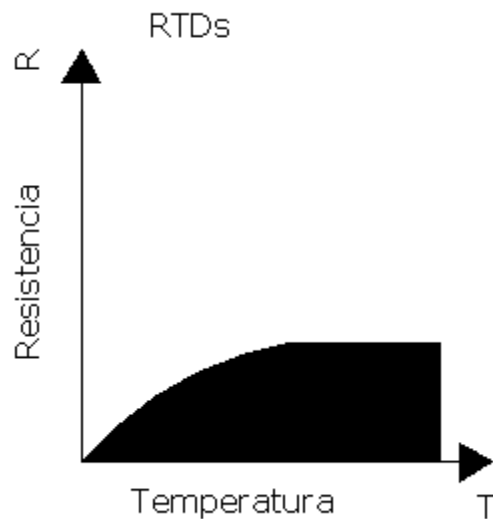
Desventajas:

- Es un instrumento no lineal.
- Su voltaje de entrega es bajo.
- Tiene una estabilidad baja, y repetible.
- Tiene una baja sensibilidad para bajos cambios de temperaturas.

RTDs

Son usadas en la mayoría de mediciones dentro de la industria en grandes rangos, especialmente cuando la estabilidad del sensor es esencial para el control. Son sensores que generan variación de resistencia al percibir cambios de temperaturas. Además los RTDs son divididos en dos grupos:

- RTD con resistencia en el cable.
- Los termistores.



RTDs

Ventajas:

- Son más estables que las termocuplas.
- Más lineal que una termocuplas.
- Resistentes a sustancias agresivas como ácidos.
- Se obtiene una mejor medición con una buena área de contacto.
- Sus mediciones de temperatura son más aceptables y precisas.

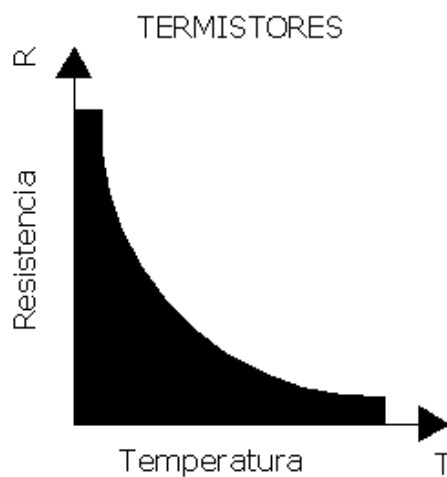
Desventajas:

- Es un instrumento caro.
- Tiempo de respuesta bajo.
- Tiene baja sensibilidad para cambios pequeños de temperatura.
- Requiere de una fuente de corriente.
- Auto calentamiento.

Termistores

Al igual que los RTDs, son sensores que varían su resistencia con la diferencia de: al aumentar la temperatura a sensor, disminuye la resistencia, lo contrario que pasa con las RTDs, que al aumentar la temperatura, aumenta la resistencia. Son apropiados para aplicaciones con rangos bajos de temperaturas.

La variación entregada por un termistor al medir la temperatura se la obtiene gracias a un circuito integrado, para amplificar y condicionar la señal. Por lo que todos los termistores requieren de un computador y un chip, lo cual reduce los rangos de medición de temperaturas.



Ventajas:

- Alto numero de salidas y respuestas rápidas.
- Es un instrumento no tan caro como una RTD, “económico”.
- Alta sensibilidad para pequeños cambios de temperatura.
- Alta resistencia.
- La temperatura es censada puntualmente.
- Dispone de dos cables para medir la resistencia.

Desventajas:

- Sus salidas no son lineales.
- Tienen rangos de temperaturas muy limitados.
- Es un instrumento muy frágil.
- Necesita de una fuente de corriente para su funcionamiento.
- Auto calentamiento.

Materiales de las vainas de los sensores:

Para ambientes apacibles de corrosión y para aplicaciones generales se dispone de los siguientes materiales de vainas para su selección:

Aceros inoxidables 304 SS y 316 SS son usualmente las mejores opciones cuando se habla de costos y desempeño. Otra opción es la “aleación 600” que se deberá escogerse cuando los rangos de temperatura excedan los 899 °C.

Cuando se usan ácidos a temperaturas de alrededor de 250°C se deberá escoger el material PFA.

Tabla 2.2.3 Principales materiales que componen a las termocuplas

Material	Composición Química (valores promedio)									Norma AISI
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Co	
AISI 316	Máx 0.03	0. 5	1.4	17	2.2 0	11.5	-	-	--	A 200
AISI 304	Max 0.03	0. 5	1.4	18. 5	---	9.5	-	-	--	A 604

Acero 304 SS:

Acero inoxidable austenítico, al CrNi, de aplicación en la industria química, farmacéutica e instalaciones nucleares. Altamente resistente a la corrosión.

La máxima temperatura a sensar será de 899°C. Es usado en rangos bajos de temperaturas. Así como también en una gran variedad de industrias ya sean: alimenticia, de bebidas y otras como las químicas donde se requiere resistencia a la corrosión. Es de un costo igualmente bajo por ser bajo también el rango a sensar y el material especificado anteriormente.

Acero 316 SS:

Acero inoxidable austenítico, al CrNiMo, de aplicación en la industria química, tintorera, de celulosa, sintética, lácteos y sus derivados. Altamente resistente contra ácidos, inclusive los sulfúricos y clorhídricos.

Igualmente la temperatura máxima a sensar es de 899°C. Tiene una mejor resistencia a la corrosión por ser un acero inoxidable austenítico al poseer mayor cantidad de níquel. Aplicado en su mayoría a la industria alimenticia.

La precisión y exactitud de los sensores de temperatura:

La industria tiene establecido los límites de precisión de los sensores de temperatura. Estos límites definen inicialmente el desempeño del sensor al tiempo de fabricarlo.

Las condiciones de temperatura y ambientales, así como el tiempo de operación pueden causar cambios en el sensor durante su uso. Así mismo ahí que tener en cuenta principalmente que la precisión va a depender del instrumento y otros parámetros de instalación.

Tabla 2.2.4 Tolerancia de las termocuplas

Tipo de Termocuplas	Rangos de temperaturas		Tolerancias (cualquiera que se es buena)	
	°F	°C	ESTÁNDAR °C	ESPECIAL °C
B	1600 a 3100	870 a 1700	± 0.5 %	± 0.25 %
E	32 a 1600	0 a 870	± 1.7 a ± 0.5 %	± 1.0 a ± 0.4 %
J	32 a 1400	0 a 760	± 2.2 a ± 0.75 %	± 1.1 a ± 0.4 %
K o N	32 a 2300	0 a 1260	± 2.2 a ± 0.75 %	± 1.1 a ± 0.4 %
R o S	32 a 2700	0 a 1480	± 1.5 a ± 0.75 %	± 0.6 a ± 0.4 %
T	32 a 700	0 a 370	± 1.0 a ± 0.75 %	± 0.5 a ± 0.4 %
E [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 1.7 a ± 1.00 %	---
K [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 2.2 a ± 2.00 %	---
T [®]	- 328 a 32	-200 a 0	± 1.0 a ± 1.50 %	---

Las tolerancias en esta tabla están aplicadas un nuevo, homogéneo y esencial tipo de alambre, normalmente de un diámetro entre 0.25 a 3 mm. (N. 30 a N. 8 AWG) y es usado a temperaturas que no exceden los límites recomendados en la siguiente tabla a partir de las:

Máximas temperaturas de las termocuplas:

El diámetro de los alambres del sensor determina el máximo rango de operación de temperatura. A mayor diámetro, mayor rango de temperatura.

Tabla 2.2.5 Máximo de rango de temperatura de acuerdo al tipo de termocupla.

Tipo de Termocupla	Muestra No. 8 °C	Muestra No. 14 °C	Muestra No 20 °C	Muestra No. 24 °C	Muestra No. 28 °C
B	---	---	---	3100	---
E	870	650	540	430	430
J	760	590	480	370	370
K y N	1260	1090	980	870	870
R y S	---	---	---	2700	---
T	---	370	260	200	200

Tabla 2.2.6 Máxima Temperatura recomendada de los sensores de acuerdo al diámetro y a la vaina.

Diámetro de la Vaina	Calibración o Tipo de Termocupla	Material de la Vaina	Máxima Temp. de Operación Recomendada
0.032	K	304 SS / Aleación 600 / 304 SS	871
0.032	J	304 SS	816
0.040	K	304 SS / 316 SS / Aleación 600	871
0.040	J	304 SS	816
0.040	T	304 SS	350
0.040	E	304 SS	871

Tabla 2.2.6 Máxima Temperatura recomendada de los sensores de acuerdo al diámetro y a la vaina.

0.063	K o N	Aleación 600	1093
0.063	S	Aleación 600	1093
0.063	J	304 SS / 316 SS	816
0.063	E	304 SS	871
0.063	K	304 SS / 316 SS	871
0.063	K	Hastelloy X	1204
0.125	K o N	Aleación 600	1177
0.125	T	304 SS / Aleación 600 / 304 SS	350
0.125	E	Aleación 600	871
0.125	S	Aleación 600	1177
0.125	J	304 SS / 316 SS	816
0.125	K	304 SS	871
0.250	K o N	Aleación 600	1177
0.250	J	304 SS / 310 SS / 316 SS	816
0.250	K	304 SS	871
0.250	T	304 SS	350
0.250	E	304 SS / 316 SS	871
0.250	K	310 SS	1093
0.250	K	316 SS	871
0.250	T	316 SS	350
0.250	K	446 SS	1149

Las termocuplas están clasificadas de acuerdo a su tipo de calibración, ya que las mismas difieren su EFM (fuerza electromotriz) de acuerdo a las curvas de temperatura. Algunas termocuplas generan alto voltaje a bajas temperaturas, mientras otras no producen un voltaje significativo hasta alcanzar altas temperaturas. Incluso los tipos de calibración están designados para entregar de acuerdo a las curvas de calibración un voltaje tan aproximado a su temperatura.

Adicionalmente, las termocuplas tienen diferentes niveles de compatibilidad a diferentes atmósferas. Reacciones químicas entre la aleación de la termocupla y la atmósfera a la que rodea pueden causar una degradación metalúrgica, teniendo que realizarse otro tipo de calibración, apropiado para la vida del sensor y su precisión.

Tipos de termocuplas:

Los tipos de calibraciones han sido establecidos por la ASTM (American Society for Testing and Materials) tomando en cuenta la temperatura en función de la fuerza electromotriz en acuerdo con la ITS-90, para tolerancias especiales. Existen igualmente termocuplas que no están dentro de la clasificación ASTM. Estas termocuplas están hechas de tungsteno principalmente, generalmente usadas para medir temperaturas altas, pueden ser una alternativa mas económica que las anteriormente mencionadas.

Tabla 2.2.7 Rangos de Aplicación útil de termocuplas.

Tipo de Termocupla	Rango de Aplicación Útil	Composición
B	1370 – 1700 °C	Platino 30 %
C	1650 – 2315 °C	W5Re (Tungsteno 5%) W26Re (Tungsteno 5%)
E	95 – 900 °C	
J	95 – 760 °C	Hierro Constatan,
K	95 – 1260 °C	
N	650 – 1260 °C	
R	870 – 1450 °C	Platino 13 %
S	980 – 1450 °C	Platino 10 %
T	0 – 350 °C	CobreConstatan

Termocupla tipo E:

Las termocuplas tipo E son usadas para rangos de temperaturas sobre los 900 °C en ambientes vacíos, inertes o con algo de oxígeno o en atmósferas reducidas. Esta termocupla tiene la mayor fuerza electromotriz de salida por grado comparada con resto de termocuplas.

Termocupla tipo J:

Son el segundo tipo de termocupla mas usada, y es una buena opción para propósitos de aplicaciones donde la humedad esta presente. Pueden ser expuestos o inexpuestos en ambientes donde no existe oxígeno, es recomendable usar termo pozos con propósitos de seguridad y duración de la termocupla. La principal desventaja es que sus alambres empiezan a oxidarse rápidamente con temperaturas de trabajo que sobrepasan los 540°C, por eso es recomendable calcular el tamaño de los alambres para compensar dichos efectos. La máxima temperatura de trabajo recomendada es de 760°C.

Termocuplas tipo K:

Son usadas en la mayoría de las aplicaciones por su base de níquel que da una buena resistencia a la corrosión. Es usada en rangos de temperaturas que van sobre los 1260°C. Es una buena práctica el proteger esta termocupla con un apropiado metal o un tubo cerámico, especialmente para atmósferas corrosivas.

En atmósferas oxidantes, como en hornos eléctricos, un tubo de protección no es siempre necesario cuando otras condiciones son apropiadas; sin embargo; son recomendados siempre.

Este tipo de termocupla suele durar más ya que sus alambres duran al poseer menos cantidad de hierro, especialmente al trabajar en altas temperaturas.

Termocupla tipo N:

El níquel presente en este tipo de termocuplas es primordial para altas temperaturas que van sobre los 1260°C. Mientras no existe una alternativa mejor que la termocupla tipo K, las tipo N proveen una mejor resistencia a la oxidación a altas temperaturas, y una vida mas larga donde el sulfuro esta presente. Y en algunos casos pueden dar un mejor funcionamiento que las tipo K.

Termocupla tipo T:

Sus rangos de operación recomendados van de -200°C a 350°C, pero pueden ser usadas desde -269 °C.

Termocupla tipo S, R y B:

La máxima temperatura de operación recomendada para los tipos S o R es de 1450°C; y para el tipo B es de 1700°C. Estas termocuplas son fácilmente contaminadas. Atmósferas reducidas demandan de una calibración especial. Deben ser protegidas con tubo de porcelana si es posible y silicón o un metal que soporte las condiciones a las que va a ser sometida.

Termocupla tipo C (W-5% Re/W-26% Re):

Es usada para temperaturas sobre los 23150°C. Debido a que no posee resistencia a la oxidación, no es usada en el vacío o atmósferas con presencia de hidrógeno o inertes.

2.5 SOFTWARE.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) es un programa desarrollado en base a la programación gráfica. LabVIEW usa terminología, iconos e ideas familiarizadas con el medio técnico, científico e ingenieril, y depende de símbolos gráficos así como de lenguaje de texto para describir acciones programadas. LabVIEW está completamente integrado para la comunicación con hardware como el GPIB, VXI, RS-232, RS-485, y sistema de entradas de adquisición de datos. LabVIEW también puede desarrollar librerías para utilizar software estandarizado como TCP/IP Networking y ActiveX.

Las mediciones y los sistemas de automatización tradicionales consisten de instrumentos costosos y restringidos diseñados para usos específicos. Comúnmente se está forzando desde el principio a diseñar sistemas tradicionales debiendo tener un conocimiento extenso de programación.

En estos sistemas tradicionales, el hardware define el sistema.

La National Instruments revolucionó los sistemas de medida usando como instrumento base la computadora. En la actualidad se puede diseñar sistemas de instrumentación y automatización con un nivel bajo de costos y una tecnología flexible en su PC. El lenguaje de programación gráfico de LabVIEW es un fácil entendimiento para usuarios sin conocimiento de programación para diseñar rápidamente e implementar pruebas complejas y aplicaciones de instrumentación y automatización.

El software define el sistema y nos ahorra tiempo de desarrollo y recursos valiosos.

HERRAMIENTAS DE LABVIEW USADAS PARA LA PROGRAMACIÓN.

Instrumentos Virtuales

Los archivos básicos que se pueden crear con LabVIEW son llamados instrumentos virtuales o VI's. Cada VI consiste en dos partes principales, el panel frontal y el diagrama de bloques y una tercera parte que son los iconos y los conectores.

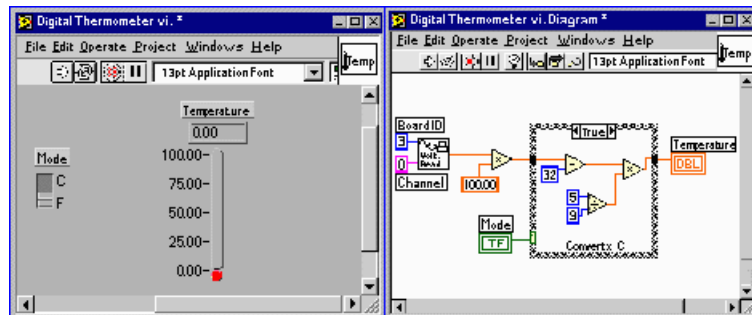


Figura 2.3.1 Entorno LabVIEW

Paleta de herramientas.

El uso de la paleta de herramientas sirve para modificar el contenido del panel frontal y del diagrama de bloques. Cada icono de la paleta de herramientas cambia el carácter del cursores en LabVIEW, entonces se puede marcar posiciones, operaciones y editar acciones en su VI's.



Figura 2.3.2 Cuadro de Herramientas

Panel Frontal

El panel frontal es el interfaz del usuario del VI. Se construye el panel frontal con controles e indicadores, los cuales son terminales de entrada y salida interactivos del VI, respectivamente. Los controles son botones, pulsadores, perillas, y otros dispositivos de entrada. Los indicadores son gráficos, LED's y otros displays. Los controles simulan instrumentos de entrada y proveen datos al diagrama de bloques del VI. Indicadores simulan instrumentos de salida y presentan datos adquiridos o generados en el diagrama de bloques.

Cada control o indicador tiene menú desplegable que puede ser usado para cambiar varios atributos o seleccionar diferentes ítems del menú.

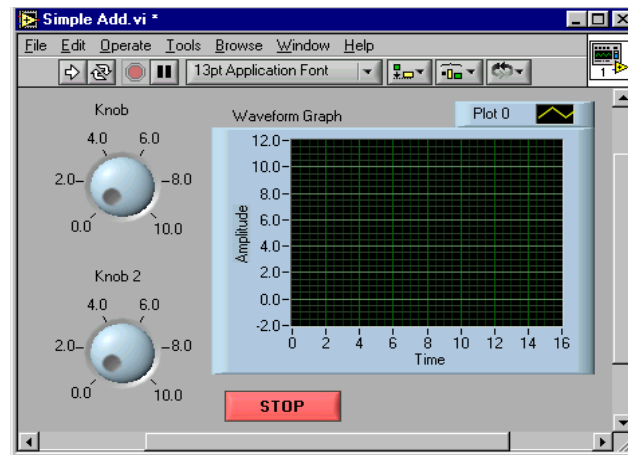


Figura 2.3.3 Panel Frontal

Diagrama de bloque

El diagrama de bloque contiene el código gráfico del VI. La figura 2.3.4 muestra un ejemplo del diagrama de bloque.

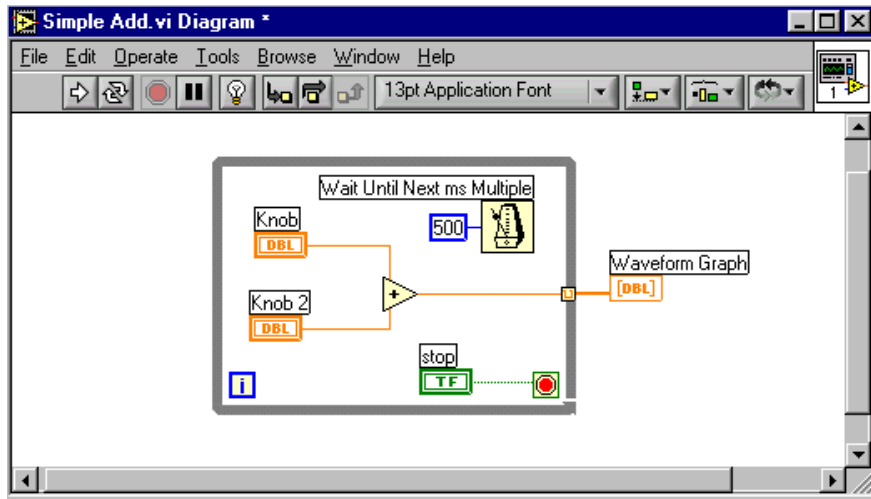


Figura 2.3.4 Diagrama de Bloque

En este diagrama de bloque, los valores trasladados desde el botón de control del panel frontal son mostrados cada 500 milisegundos. El resultado es mostrado en un gráfico de forma de onda cuando el usuario presiona el botón Boleano en el panel frontal para detener el VI.

Íconos y Conectores

Los íconos y conectores de un VI están colocados en la parte superior derecha del panel frontal y del diagrama de bloques. El ícono es aquel que se observa en el diagrama de bloques cuando se usa un VI como un subVI.

Se utiliza el conector para poner en marcha las terminales de entrada y de salida del VI o también puede usarse este como un subVI en otro VI.

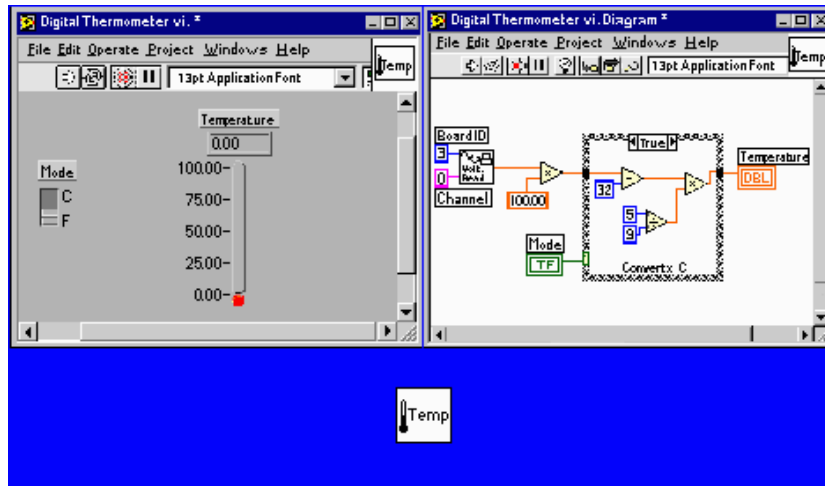


Figura 2.3.5 Icono y Conectores

SubVI's: Uso repetitivo del código de diagrama de bloques y jerarquía de uso

Comúnmente, cuando se crea una aplicación de LabVIEW, se comienza por el nivel superior de VI y se define las entradas y las salidas para la aplicación. Entonces, se construye subVI's para ejecutar pequeñas tareas enmarcadas dentro del nivel superior del VI. Este acceso modular es uno de los fuertes del LabVIEW. Se puede crear aplicaciones complicadas fácilmente las cuales por su naturaleza jerárquica son usadas como elementos comunes dentro de una aplicación.

Utilizar subVI's permite que se realice aplicaciones fáciles de entender y fáciles de usar.

2.3.2 ESQUEMA DEL PROGRAMA.

El ambiente básico de los elementos de LabVIEW está compuesto por los menús que se encuentran en la parte superior del panel frontal y del diagrama de

bloques, la barra de herramientas y las paletas flotantes pueden ser colocadas en cualquier sitio de la pantalla.

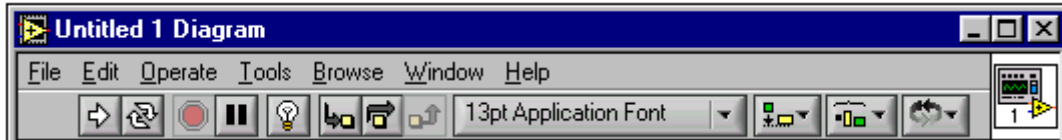


Figura 2.3.6 Barra de Herramientas

Paleta de control

Se puede construir el panel de control posicionando los controles e indicadores desde la paleta de control. Cada ícono representa una subpaleta, la cual contiene controles que se colocan en el panel frontal. Un control es un objeto del panel frontal si puede ser manipulado interactivamente por el usuario con el VI. Ejemplos simples de controles son botones, caja de textos, slides y perillas. Un indicador es un objeto del panel frontal que presenta datos al usuario. Ejemplos de indicadores son gráficos, termómetros, e indicadores. Cuando se coloca un control o un indicador en el panel frontal, un terminal correspondiente a este es colocado en el diagrama de bloques.



Figura 2.3.7 Paleta de Control

Paleta de Funciones.



Figura 2.3.8 Paleta de Funciones

Se construye el diagrama de bloques usando las terminales desde los controles e indicadores del panel frontal y los VI's, funciones y estructuras desde la paleta de funciones. Cada ícono de la paleta representa una subpaleta, la cual contiene VI's y funciones que se colocan en el diagrama de bloques. Las estructuras, funciones y VI's son conocidas en conjunto como nodos, en la paleta de funciones provee la funcionalidad de nuestro VI. Si se requiere añadir nodos al diagrama de bloques, se conecta estos con otros y con los terminales de los objetos del panel frontal usando la herramienta de conexión que se encuentra en la paleta de herramientas. Un diagrama de bloques completo luce similar a una flujo grama.

Flujo de Datos: El concepto detrás de LabVIEW.

La programación tradicional basada en texto sigue un diseño de arriba hacia abajo, donde se debe escribir líneas de código línea tras línea.

LabVIEW esta basado en una programación gráfica. No se necesita tener un conocimiento avanzado de lenguajes de programación o de técnicas de

programación para crear instrumentos virtuales. En lugar de la ejecución de arriba hacia abajo, LabVIEW opera bajo el concepto de flujo de datos.

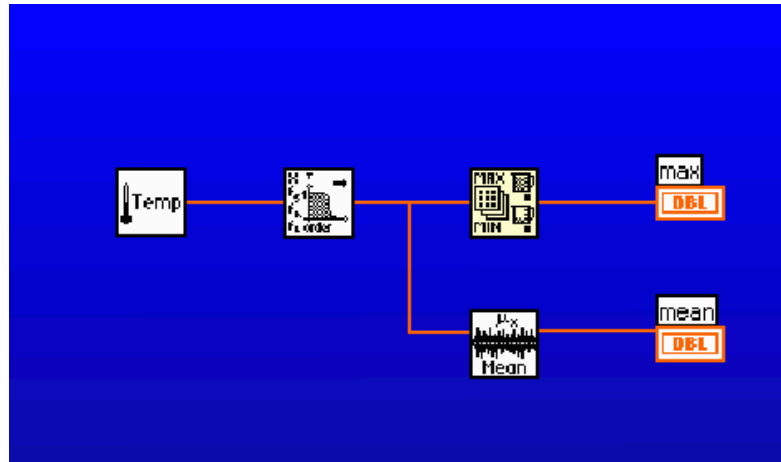


Figura 2.3.9 Flujo de Datos

2.3.3 ADQUISICIÓN DE DATOS.

La adquisición de datos constituye una de las alternativas de automatización industrial más usadas, se captura la información de un proceso mediante una tarjeta, módulo o elemento y se la procesa con un paquete especializado en un computador. Los elementos involucrados en un DAQ son:

- Un computador.
- Transductores.
- Acondicionadores de señal.
- La parte física para DAQ.
- El programa.

El elemento sensor (que en este caso corresponde al grupo de los transductores) actúa en base a la señal del proceso que se está sensando, esta energía que el sensor recibe del proceso se transforma en otra. La señal a continuación es acondicionada, transformándola en una señal más manejable que puede ser de

corriente, voltaje o frecuencia finalmente la señal ingresa a la DAQ y luego a un PC.

Las señales son cantidades físicas, de diferente naturaleza, que circulan a través del sistema DAQ, cuya magnitud y variación con el tiempo contiene información sobre el proceso que lo genera. Todas las señales son variantes en el tiempo y se clasifican en dos tipos: *analógicas* y *digitales*.

2.3.3.1 Formas de Adquisición de Datos (DAQ).

Para que una señal del transductor ingrese a una tarjeta DAQ, debe ser acondicionada, esto involucra lo siguiente:

- *Amplificación.*- Es incrementar los valores de la señal.
- *Excitación de transductores.*- Algunos transductores no generan su propia señal eléctrica por lo cual se requiere de una fuente eléctrica externa.
- *Linealización de la señal.*- Algunos transductores generan una señal cuyo comportamiento no es lineal en relación al fenómeno que representa. Las señales lineales permiten facilidad en el procesamiento de la señal.
- *Aislamiento.*- Aislar la señal de la computadora, pues en algunos casos la señal al ir directamente a la tarjeta DAQ instalada en la PC, podría dañar el equipo.
- *Filtraje.*- Permite eliminar señales no deseadas que pueden interferir en los procesos, comúnmente llamado ruido.

Transformación de A/D.- Las características asociadas con las tarjetas de DAQ son:

- *Sobre las entradas analógicas.*- Proveen información sobre las capacidades y la precisión de la medición.
- *Tasa de muestreo.*- Representa una de las formas como se toman los datos de una señal para proceder a su conversión en digital.
- *Métodos de Muestreo y Multiplexado.*- Cuando se toman punto de múltiples canales de datos, un multiplexor análogo conecta cada señal al conversor A/D (ADC) a una velocidad constante, éste es como un conmutador.
- *Resolución.*- Cada uno de los puntos que la tarjeta ADC lee, para poder ingresar al PC, debe convertirse en un número binario, o señal digital. Este es el proceso de transformar de analógico a digital y el número de bits que utiliza el ADC constituye la resolución.
- *Rango.*- Se relaciona con el espacio entre los valores máximo y mínimo que el ADC puede convertir. Es necesario diferenciar este del rango de voltaje que una señal puede tomar durante el tiempo que esta se mide. Las tarjetas DAQ por lo general poseen rangos variables que pueden ser configurados para manejar una variedad de voltajes cuyo principal propósito es mejorar la representación digital de una señal.
- *Ganancia.*- Está relacionada con cualquier atenuación o amplificación de la señal antes que sea digitalizada.
- *No linealidad diferencial (DNL).*- Idealmente, mientras se incrementa el nivel de voltaje de una señal, el valor digital generado por el EDC, debe incrementarse linealmente, cualquier desviación se considera una no linealidad, y esta es la medida de la máxima desviación del ancho de código respecto a la curva ideal.

- *Precisión relativa.*- Es el peor caso de desviación de la función de transferencia de una tarjeta DAQ, respecto a su linealidad.
- *Tiempo de fijación.*- Se requiere de un tiempo entre señal y señal antes de que el ADC los convierta en valor digital, se el ADC lee la señal de la salida del amplificador antes de que la señal de entrada haya pasado a la salida del multiplexor y a través del amplificador se puede obtener un valor digital erróneo, para el canal que todavía no se ha conectado correctamente.
- *Ruido.*- Son valores que aparecen en la señal digitalizada, pero que no eran esperados.
- *Comunicación PC- DAQ.*- Es uno de los papeles más importantes. La tarjeta DAQ se comunica con la computadora por medio de sus registros. El programa controlador de la tarjeta escribe la información necesaria en los registros sobre la tarjeta para configurarla. El programa que controla el proceso lee los datos que contienen los registros para determinar el estado de la tarjeta y de las señales. La configuración de las direcciones de I/O de la PC, donde residen los registros.

Otra de las formas como la tarjeta se comunica con la computadora, es mediante las interrupciones. Las interrupciones son vitales en el funcionamiento del computador, permitiéndole al procesador responder rápidamente a los periféricos. Cada vez que la tarjeta dispone de datos y desea procesarlos, activa la interrupción asignada, entonces el procesador le presta atención dejando aparte cualquier otro trabajo que estuvo realizado

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.10 ASPECTOS GENERALES.

Una vez revisado el aspecto teórico en el capítulo anterior se da paso a la selección de alternativas. Lo que se pretende en este capítulo es presentar la “solución óptima” en función de los parámetros establecidos como tema de tesis; los cuales son: presión, diámetro de pistón y carrera; tomando muy en cuenta las siguientes características:

- Características especiales.
- Características técnicas.
- Características de seguridad.

3.11 CARACTERÍSTICAS ESPECIALES.

Debe cumplir con los requerimientos de la Empresa Gercasa S.C. de someter a los sellos nuevos a las condiciones de trabajo adecuados antes de entregar el trabajo al cliente. Gracias a esto se podría entregar un producto de calidad y con un certificado de funcionamiento del cilindro hidráulico tomando en cuenta la demanda existente en el mercado local. Los materiales a utilizarse para la construcción del proyecto deben poder encontrarse en el mercado nacional en lo posible.

El costo total del equipo no debe sobrepasar los \$ 5.000.

3.12 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.

Se refieren a aspectos funcionales y dimensionales del equipo.

3.12.1 ASPECTOS FUNCIONALES.

El banco de pruebas estará destinado para poner a prueba los cilindros hidráulicos una vez que hayan sido cambiados todos sus sellos. Servirá, además, para el armado y desarmado de cilindros de gran envergadura.

3.12.2 ASPECTOS DIMENSIONALES.

Para el dimensionamiento del banco de pruebas se tomará como referencia las órdenes de producción de la Empresa Gercasa S.C., en los cuáles constan dimensiones principales de diámetro de camisa y carrera de cilindros reparados en el pasado. En nuestro medio, los cilindros para maquinaria pesada usualmente no sobrepasan más de 1,5 m de carrera, conjuntamente con un diámetro de 0,25 m y son de doble efecto. Además, el torno CNC que fabrica los sellos permite torneear empaques hasta el diámetro máximo especificado (0,25 m).

Por otro lado, el rango seleccionado de 20 MPa (200 bar) considerado como de media presión acoge perfectamente las áreas de:

- Hidráulica industrial: transportadores, balancines, prensas, cepilladoras, hidráulicos de fijación, máquinas de inyección y soplado.
- Hidráulica en construcciones: plataformas, elevadoras, compuertas, esclusas.
- Hidráulica en minería: máquinas de carga, escavadoras, niveladoras, bulldozers.
- Hidráulica para el sector móvil: tractores, segadoras, trilladoras, cosechadoras, grúas menores.

De esta manera las características del banco de pruebas para cilindros serán:

- Diámetro máximo de pistón: 0,250 m.

- Carrera máxima del cilindro: 1,5 m.
- Presión máxima de trabajo: 25 MPa.

Las demás características técnicas son:

- Temperatura máxima de trabajo: 100 °C.
- Volumen máximo de reservorio: 0,1 m³.
- Equipo: facilidad de montaje de cualquier cilindro de doble efecto.
- Lugar de trabajo: área de producción a condiciones normales.

Para una selección acertada se utilizará la evaluación mediante el método ponderado²⁰ en donde se mencionan ciertos factores, que benefician o perjudican cada alternativa, y se asigna un peso. Los factores seleccionados y los pesos asignados se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Factores y su peso por el Método de Ponderación.

Factor	Peso
Estabilidad.	0.05
Sujeción de cilindros.	0.10
Facilidad de adaptación de los cilindros.	0.10
Maniobrabilidad del banco de pruebas.	0.10
Adquisición de los parámetros de prueba.	0.15
Operatividad.	0.05
Mantenimiento.	0.10
Facilidad de construcción.	0.15
Costos de construcción.	0.20

La siguiente tabla de valoración determinará la calificación asignada a cada factor:

Tabla 3.2 Calificación asignada a cada factor.

0	MALO
20	REGULAR
40	MEDIO

²⁰ BACA URBINA, Gabriel. Evaluación de Proyectos. México: McGraw-Hill, 2001. p. 122.

60	BUENO
80	MUY BUENO
100	EXCELENTE

3.13 CARACTERÍSTICAS DE SEGURIDAD.

Constituye uno de los principales aspectos que toda máquina mecánica debe tomar en cuenta, este tipo de aspectos representarán las condiciones de seguridad del banco de pruebas. Dentro de este grupo se consideran:

- Estabilidad.
- Sujeción de cilindros.

3.13.1 ESTABILIDAD.

La prueba realizada a cada cilindro, influye notablemente la estabilidad del banco; ya sea el esfuerzo en la compresión o tracción que realiza el actuador que es aplicado a los elementos del banco con los que está en contacto, considerando así parámetros como la presión de trabajo, temperatura, caudal y posición, tomando en cuenta este factor con el único fin de evitar desgracias personales.

3.13.2 SUJECIÓN DE LOS CILINDROS.

Una vez realizado el respectivo cambio de empaques y armado del cilindro, es necesario para el operario realizar la prueba, garantizando una correcta y segura sujeción del cilindro evitando que éste tienda a desalinearse.

3.14 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONALIDAD.

Se busca que cada elemento que va a ser parte del Banco de Pruebas presente la mayor eficiencia en las funciones que le corresponde, es decir, debe ser práctico, eficaz y utilitario, se clasifican en:

- Facilidad de adaptación de los cilindros.
- Maniobrabilidad del banco de pruebas.
- Adquisición de los parámetros de prueba.
- Operatividad.
- Mantenimiento.

3.14.1 FACILIDAD DE ADAPTACIÓN DE LOS CILINDROS.

Se presenta por el esfuerzo que el operario hace para montar el cilindro en el Banco de Pruebas. Y la versatilidad que debe tener el mismo para aceptar diferentes tamaños de cilindros a diferentes condiciones de pruebas (presión).

3.14.2 MANIOBRABILIDAD DEL BANCO DE PRUEBAS.

La necesidad de tener un operario y mantener cierta confianza con el mismo, su capacitación para manejar la computadora y dominar fundamentos de oleohidráulica.

3.14.3 ADQUISICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE PRUEBA.

Uno de los parámetros más importantes y el que determinara la funcionalidad del cilindro será la rapidez de adquisición de datos en condiciones reales a las que trabaje el elemento hidráulico.

3.14.4 OPERATIVIDAD.

El Banco de Pruebas debe ser operado por un máximo de dos personas con los suficientes conocimientos de funcionamiento de la máquina.

3.14.5 MANTENIMIENTO.

Todo dispositivo mecánico-electrónico requiere de mantenimiento adecuado para que sus condiciones de funcionamiento sean las adecuadas y no se tenga que realizar manutención.

3.15 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN.

Estas características constan de:

- Facilidad de Construcción.
- Costos de Construcción.

3.15.1 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.

La construcción del Banco de Pruebas se basará en la adquisición de materiales cuyos precios sean accesibles para la empresa, tratando de disponer del mercado nacional en su mayoría, pero determinadas partes deberán ser de procedencia extranjera, ya que su fabricación en el país significaría una alta inversión, por lo que no podría competir con sus similares extranjeras.

3.15.2 COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.

Como se mencionó anteriormente existen algunos elementos cuya fabricación exigiría una elevada inversión, tecnología apropiada, escala de producción considerable y mano de obra calificada, por lo que es conveniente importarlos.

3.16 BÚSQUEDA DE ALTERNATIVAS.

En un intento para encontrar las posibilidades que satisfagan las especificaciones impuestas para la construcción del banco se escogieron dos alternativas, las que se analizarán con detalle a continuación:

3.7.1 ALTERNATIVAS HIDRÁULICAS:

Para la selección de las alternativas hidráulicas, nos basaremos en los siguientes puntos, con el fin de determinarlas:

Tipos de bombas:

Desplazamiento No Positivo (hidrodinámicas)

Desplazamiento Positivo (hidrostáticas)

Desplazamiento No Positivo (hidrodinámicas):

Funcionan generalmente mediante fuerza centrífuga, por la cual el fluido entra en la bomba por el eje de la misma y es expulsado hacia el exterior por medio de un elemento (paletas, lóbulos, turbina) que gira a gran velocidad.

Estas bombas no disponen de sistemas de estanqueidad entre los orificios de entrada y salida; por ello produce un caudal que variará en función de la contrapresión que encuentre el fluido a su salida. Si se bloquea totalmente el orificio de salida, aumentará la presión y disminuirá el caudal hasta cero, a pesar de que el elemento impulsor siga moviéndose, con lo que el fluido fuga interiormente de un orificio a otro y disminuye el caudal a medida que aumenta la presión, como vemos a continuación:

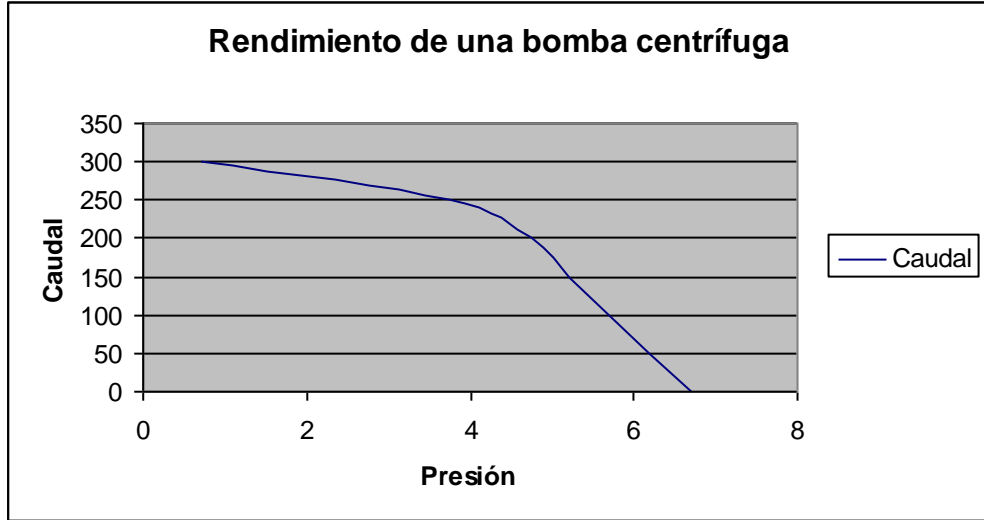


Figura 3.1 Rendimiento de una bomba centrífuga

Desplazamiento Positivo (hidrostáticas):

Una bomba hidrostática es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

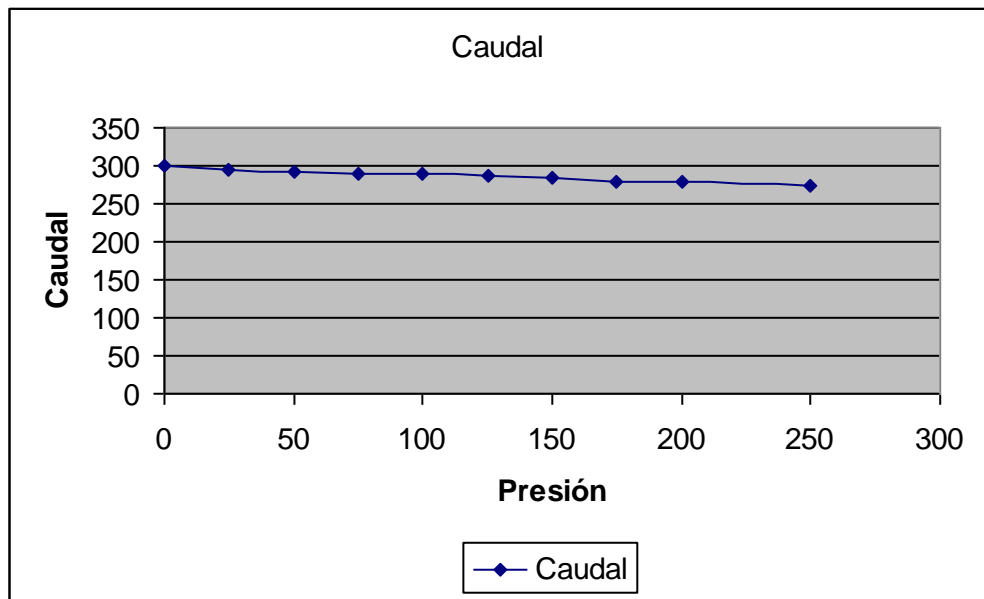


Figura 3.2 Rendimiento de una bomba hidrostática

La homogeneidad de caudal en cada ciclo se consigue gracias a unas tolerancias muy ajustadas entre el elemento de bombeo y la carcasa de la bomba. Así, la cantidad de líquido que fuga interiormente en la bomba de desplazamiento positivo es mínima, y despreciable comparada con el máximo caudal de la misma. El volumen desplazado por ciclo o revolución permanece casi constante a pesar de las variaciones de presión contra las que trabaja la bomba.

En base a lo estudiado anteriormente se dirá que:

En la bomba de desplazamiento no positivo, cuando el esfuerzo a vencer por el sistema alcance un valor determinado, la bomba dejará de dar caudal, y el equipo se parará. En el mismo tipo de bomba, y aún antes de alcanzar este valor concreto de presión, el caudal va disminuyendo notablemente, por lo que no se dispone de un control preciso de la velocidad de movimiento del sistema.

Las fugas internas en este tipo de bombas implican un elevado consumo de energía mecánica que se desaprovecha al no convertirse en energía hidráulica.

- Alternativa 1: Bomba de caudal variable (motor con variador de frecuencia).
- Alternativa 2: Bomba de caudal constante. (Con válvula reguladora de presión).

**Alternativa 1: Bomba caudal variable.
(Motor con variador de frecuencia).**

El caudal de salida de una bomba de caudal variable puede cambiarse y alterar la geometría del elemento de bombeo, o la cilindrada del mismo.

Aunque todas las bombas pueden variar su caudal de salida simplemente variando la velocidad de trabajo, velocidad que podría variar conjuntamente con las revoluciones del motor que acciona la bomba (necesitando un variador de frecuencia para el motor), se entiende por bombas de caudal variable aquellas

que, manteniendo constante el régimen de funcionamiento, pueden variar el caudal de salida cambiando la geometría o el volumen de las cámaras de bombeo internas; por ello se llaman también bombas de cilindrada variable.

La variación de la cilindrada en estas bombas se consigue de diversas formas. Entre ellas las más frecuentes son: control por palanca, control manual por volante, etc. Que no sería lo adecuado para nuestra aplicación automática.

Características:

- Precio Alto (motor con variador de frecuencia).

Alternativa 2: Bomba de caudal constante. (Con válvula reguladora de presión).

El desplazamiento de fluido en cada cilindrada de una bomba de caudal fijo se mantiene constante en cada ciclo o revolución, pues el caudal es constante a una velocidad de trabajo determinada.

Denominada también bomba de desplazamiento positivo es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

Válvula reguladora de presión:

Característica:

- Precio Bajo (se necesita de una válvula reguladora de caudal).

3.7.2 Alternativas de Hardware para adquisición de señales.

- Alternativa 1: Fieldpoint.
- Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).
- Alternativa 3: Tarjeta de Adquisición de Datos para USB de N.I.

Alternativa 1: Fieldpoint.

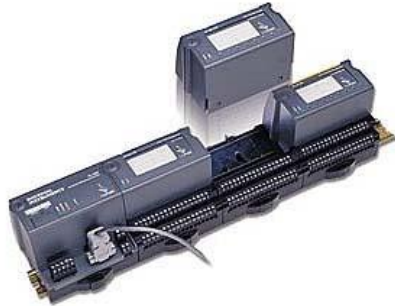


Figura 3.3 Fieldpoint

Esta alternativa es usando FieldPoint, un hardware para ambiente industrial de fácil manejo. Se necesitará un módulo de red, el mismo que se comunica al computador por medio de un cable serial, trabaja con LABVIEW, y sirve para llevar la información de los módulos de entrada y salida que se conecten a continuación de este módulo. Se necesitará un módulo de 8 entradas analógicas, requiere de una base terminal para la conexión con los sensores. A parte se necesitará un módulo de relés, también requiere de una base terminal.

Sus características son:

- Alta confiabilidad y resistencia, varias formas de comunicación con PC, incluyen acondicionamiento de señales.
- Baja velocidad, poca capacidad de análisis, requieren driver.
- Contienen Módulos de E/S como por ejemplo: Analógicos V, mA Termocuplas, RTD, Presión, Galgas Extensiométricos E/S Discretas, Relés, Contadores.
- Facilidad de Instalación, comunicación y uso conjunto con el computador.
- Precio Alto.

Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).

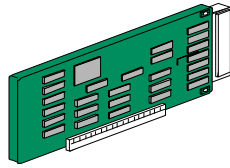


Figura 3.4 Tarjeta DAQ

Haciendo uso de la tarjeta de adquisición de datos basado en el uso de un microcontrolador con comunicación al PC, se necesita de una tarjeta para 4 entradas analógicas, adaptándola para que posea, 1 entrada analógica para la temperatura de 0°C a 100 °C, 1 entrada analógica para la presión de 0 a 200 bar, y salidas digitales para actuadores tipo relé. Además de comunicación serial con el PC en Labview.

Características:

- Bajo Costo.
- Alta Velocidad de adquisición de señales.
- Alta Flexibilidad.
- Las señales necesitan acondicionamiento.
- Poca Confiabilidad.

Alternativa 3: Tarjeta de Adquisición de Datos para USB de N.I.

Esta alternativa consta de dos pasos fundamentales para disponer de la señal emitida por el sensor, la primera es una tarjeta de acondicionamiento de señales que se acopla a la tarjeta DAQ para USB de la N.I.; el segundo paso es la tarjeta de adquisición de datos para USB de N.I. con software, dispone de: 8 entradas analógicas, 2 salidas analógicas, 12 entradas digitales.

Características:

- Costo Medio.
- Alta Velocidad de adquisición de señales.
- Alta Flexibilidad.
- Las señales necesitan acondicionamiento.
- Alta Confiabilidad.

3.7.3 Alternativas de Pruebas para Cilindros:

- Alternativa 1: Sistema horizontal con pesas.
- Alternativa 2: Sistema vertical de polea con pesas.
- Alternativa 3: Presurización de cilindros.

Alternativa 1: Sistema Horizontal con Pesas.

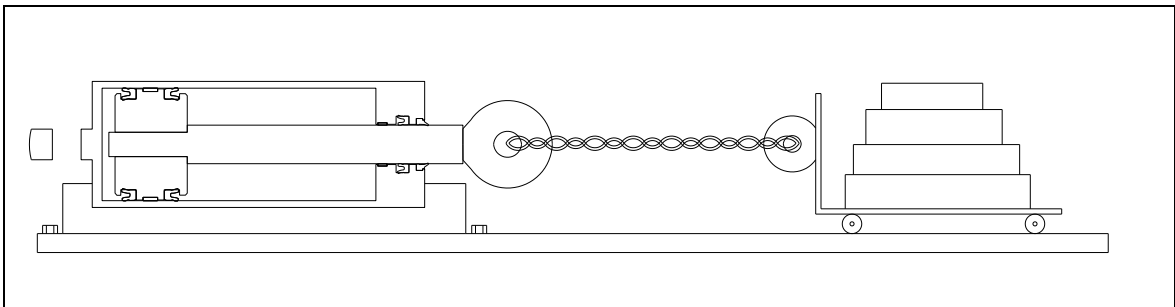


Figura 3.5 Sistema Horizontal con Pesas

- Contará con sistema de sujeción empernado al suelo.

Alternativa 2: Sistema Vertical de Polea con Pesas.

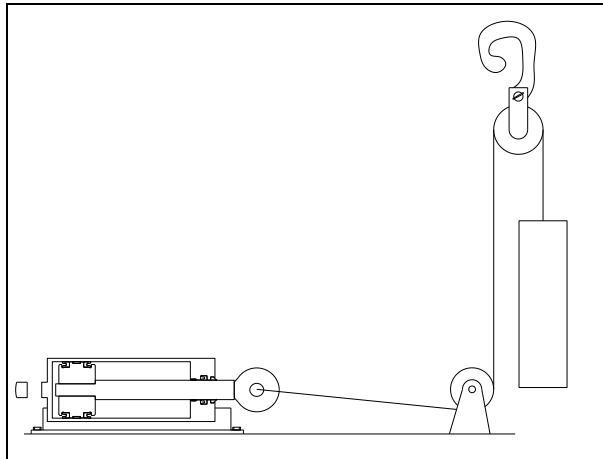


Figura 3.6 Sistema Vertical de Polea con Pesas

- Contará sistema de polea.

Alternativa 3: Presurización del cilindro.

El cilindro será sometido a incremento de presión cuando el cilindro se encuentre con su carrera totalmente extendida.

3.17 MATRIZ DE DECISIONES.

Tabla 3.2 Matriz de decisiones Banco de Pruebas

ALTERNATIVAS HIDRÁULICAS	Alternativa 1: Bomba de caudal variable (variador de frecuencia).
	Alternativa 2: Bomba de caudal constante (con válvula reguladora de presión).
ALTERNATIVAS DE HARDWARE PARA ADQUISICIÓN DE DATOS	Alternativa 1: Fieldpoint.
	Alternativa 2: DAQ (Tarjeta de adquisición de datos).
	Alternativa 3: Tarjeta de adquisición de datos para USB de N.I.
ALTERNATIVAS DE PRUEBA DE CILINDROS	Alternativa 1: Sistema horizontal con pesas.
	Alternativa 2: Sistema vertical de polea con pesas.
	Alternativa 3: Presurización de los cilindros.

3.18 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS Y ESPECIFICACIONES DE UNA SOLUCIÓN.

El resumen para la evaluación de alternativas se encuentra en la Matriz 2.

La evaluación determinó:

- Alternativas hidráulicas: alternativa 2.
- Alternativa de adquisición de datos: alternativa 3.
- Alternativa de prueba de cilindros: alternativa 3.

El desarrollo de la matriz se encuentra en el Anexo 1.

CAPÍTULO 4

CÁLCULO Y DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

4.1 DISEÑO LÍNEA DE ASPIRACIÓN Y RETORNO.

Línea de Aspiración

La línea de aspiración está compuesta por tuberías que discurren desde el interior del aceite del depósito hasta la entrada de la bomba. En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Reservoirio.
- Filtro aspiración.
- Filtro de aire y de llenado.
- Tuberías y racores.

Dimensionamiento del reservorio:

El reservorio debe ser capaz de almacenar el volumen necesario para llenar el mayor cilindro y contener reservas para que no quede vacío completamente.

Las dimensiones del mayor cilindro declarado en el capítulo 3.3.2 son:

- Diámetro máximo de pistón: 0,250 m.
- Carrera máxima del cilindro: 1,5 m.
- Presión máxima de trabajo: 25 MPa.
- Temperatura máxima de trabajo: 100 °C.

Se calcula el volumen de un cilindro con las características anteriores:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad (\text{Ec. 2.1.15})$$

$$V = A_1 \cdot s \text{ (Ec.2.1.21)}$$

Siendo:

D = diámetro del émbolo

V = volumen del cilindro.

A_1 = área del émbolo.

s = carrera.

Entonces,

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,25)^2$$

$$A_1 = 0,049 \text{ m}^2 = 490 \text{ cm}^2$$

$$V = 0,049 \cdot 1,5$$

$$V = 0,0736 \text{ m}^3 = 19,45 \text{ gal}$$

Tal volumen es la cantidad de aceite que ocupa el poner a prueba un cilindro de las dimensiones anteriores. No podemos poner esa cantidad exacta de aceite en el reservorio porque no tendríamos un volumen excedente para recirculación del sistema y en consecuencia la bomba succionaría aire.

En las aplicaciones normales, el tamaño del depósito es función del caudal de la bomba situándose cerca de 3 a 4 veces el caudal de la misma. O bien, debe alojar como mínimo un 30% más de lo que cabe en el circuito.²¹ Con lo que la dimensión del reservorio quedaría:

$$0,0757 \text{ m}^3 (20 \text{ gal}) \quad 100\%$$

$$x = ? \quad 30\%$$

$$x = 0,0225 \text{ m}^3 = 6 \text{ galones.}$$

Con lo que tendríamos 0,0982 m³ (26 galones) de volumen total para el reservorio.

²¹ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 34.

Filtro de aspiración:

Como se vio en la sección 2.1.6.3 el filtro de aspiración se instala en el conducto de aspiración de la bomba, con el objeto de filtrar el aceite que aspira la misma. Los grados de filtraje más comunes están por los 60, 90, 125 Y 250 μm . Por lo general tienen una capacidad de filtrado de 125 μm .

El caudal nominal del filtro de aspiración no debe ser inferior al caudal nominal de la bomba. Como se verá mas adelante en esta misma sección se define el caudal nominal de la bomba que esta dado por 1.5 GPM.

Los caudales nominales más frecuentes oscilan entre 5 l/min y los 500 l/min, con roscas de conexión al tubo de aspiración que oscilan entre los 3/8" y la 3" de rosca normalizada.

Considerando los parámetros anteriores se consideró el siguiente filtro de aspiración:

Marca:	Northern
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	4014
Tipo:	Malla de metal inoxidable
Uso	$9,46 \times 10^{-5}$ a $9,46 \times 10^{-4}$ m^3/s 1,5 GPM a 15 GPM
Grado filtrado:	150 μm
Entrada/Salida:	3/4" NPT con bypass
Peso:	1 kg

Filtro de aire y de llenado:

Los filtros de aire o respiradero y de llenado están previstos para ser montados en el depósito y proporcionan una comunicación con la atmósfera. Es decir, permiten que los depósitos se aireen cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite.

Línea de Retorno:

Las tuberías de retorno son tuberías por las que el aceite retorna desde el distribuidor mencionado hasta el depósito. En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Filtro de retorno.
- Tuberías y racores.

Filtro de retorno:

Los grados de filtraje más corrientes son de 10, 20, 40 y 90 μm , pudiendo soportar presiones de trabajo de entre 0,5 y 30 bar y temperatura de -10°C a 100°C . Los caudales nominales oscilan entre los 60 y los 1300 l/min.

Considerando los parámetros anteriores se consideró el siguiente filtro de aspiración:

Marca:	Northern
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	4020
Tipo:	Malla de metal inoxidable
Uso	$9,46 \times 10^{-5}$ a $9,46 \times 10^{-4}$ m^3/s 1,5 GPM a 15 GPM
Grado filtrado:	10 μm
Entrada/Salida:	3/4" NPT con bypass
Masa:	1 kg

4.3 DISEÑO LÍNEA DE PRESIÓN.

Los conductos de presión son tuberías que van desde la salida de impulsión de la bomba hasta el correspondiente distribuidor del actuador, en este caso un cilindro.

En consecuencia compete el diseño y selección de los siguientes elementos:

- Bomba.
- Motor.
- Válvula de alivio.
- Acoples.

Bomba

Para la selección de la bomba a utilizar se deberá hacer un análisis de las bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos para maquinaria pesada. A continuación se presenta un cuadro con las principales bombas de acuerdo a la marca y presión máxima que generan:

Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Marca	Serie / Modelo	Presión MPa (psi)	Revoluciones máximas (rpm)
Commercial	C101/C102	17,23 (2500)	2400
	G101/G102	17,23 (2500)	2400
	P20	13,78 (2000)	2000
	25X/37X	13,78 (2000)	2000
	P30/P31/P50/P51	13,78 (2000)	2000
	330/350/365	24,13 (3500)	3000

Continuación: Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Gresen	MGG2	13,78 (2000)	5000
	PGG2	13,78 (2000)	3500
	TB/TC	10,34 (1500)	2000
	DCB	10,34 (1500)	1800
	P16	20,68 (3000)	3600
	TP16	20,68 (3000)	3100
	PVP16/CP16	20,68 (3000)	3600
	DP16	20,68 (3000)	2500
	20/R20/M20/TP20	17,23 (2500)	2500
	NST20/NSD20/NDS20	17,23 (2500)	2500
Vickers	V10/V20	17,23 (2500)	3400
	25/35	20,68 (3000)	2500
	45	17,23 (2500)	2200
	2520/3520/3525	20,68 (3000)	2500
	4520/4525/4535	17,23 (2500)	2200
Perfection	17GPM	6,89 (1000)	2000
	32GPM	13,78 (2000)	2500
Prince	SP20A8/A9/A10/A11/A14	20,68 (3000)	3500
	SP20A23/A27	17,23 (2500)	3500
Parker	D101	17,23 (2500)	1200
	D102	17,23 (2500)	1200

Continuación: Tabla 4.1 Presiones de trabajo de diversos modelos de bombas hidráulicas

Haldex	10581/10582/10583/10584	27,57 (4000)	3600
	10597/10598	24,82 (3600)	3600
	10599/10600/10601/10603	20,68 (3000)	3600
	10561/1062/10563	20,68 (3000)	3600
Haldex	10565	15,85 (2300)	3600
	10566	11,03 (1600)	3600
	10567	8,27 (1200)	3600

Como vemos la mayoría de bombas generan presiones de hasta 2500 psi. En consecuencia, la presión con la que trabajan los cilindros está en relación directa con la resistencia a la circulación del líquido ya que la bomba no crea la presión, solamente entrega un caudal de líquido.²²

Tabla 4.2 Presiones de trabajo de algunos modelos de cilindros hidráulicos

Marca	Serie / Modelo	Presión de trabajo MPa (psi)	Presión máxima (psi)
Prince	King	17,23 (2500)	5000
	Royal	17,23 (2500)	5000
	Gladiator	20,68 (3000)	5500
	Sword	20,68 (3000)	5500
Chief	Eje de 2, 2 ½, 3, 3 ½, 4 pulgadas	17,23 (2500)	4000
	Eje de 5 y 5 ½ pulgadas	10,34 (1500)	4000

Una consideración adicional es que la gran mayoría de los cilindros hidráulicos en el área de maquinaria pesada tienen como límites máximos de trabajo (presión a la que pueden reventarse) una presión de 34,47 MPa (5000 psi) como se muestra a continuación con algunos ejemplos de cilindros de diferentes marcas:

²² John Deere – Fundamentos de Servicio, Illinois: Louis Hathaway, 2003. p. 2-2.

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó la bomba con las siguientes características:

Marca:	Haldex
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	10564
Tipo:	Engranés
Flujo a 1800 rpm:	$9,46 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 1,5 \text{ GPM}$
Presión continua:	$20,68 \text{ MPa} = 3000 \text{ psi}$
Presión intermitente:	$27,57 \text{ MPa} = 4000 \text{ psi}$
Eficiencia:	95%
Salida:	3/4" – 16
Rotación:	Bidireccionales
Masa:	2,27 kg
Diámetro de eje:	1/2"

La presión que vamos a trabajar va a ser de 17,3 MPa (2500 psi) debido a protección tanto de los cilindros como de los sensores. Obviamente, el sistema va a ser protegido con una válvula de alivio regulada a esta presión.

Motor

Una vez escogida la bomba, se pueden determinar las principales características de el motor a emplearse para el trabajo de la bomba. Así entonces se calcula:

$$\begin{aligned} HP_{\text{requeridos}} &= \frac{\text{Flujo (GPM)} \times \text{Presión del Sistema (psi)}}{1714 \times \text{Eficiencia de la bomba}} \\ HP_{\text{requeridos}} &= \frac{1,5 \times 3000}{1714 \times 0,95} && \text{(Ec. 4.1.1)} \\ HP_{\text{requeridos}} &= 2,76 \text{ HP} = 2058,13 \text{ W} \end{aligned}$$

Considerando los parámetros anteriores se seleccionó un motor eléctrico trifásico con las siguientes características:

Marca:	WEG
Procedencia:	Brasil
Tipo:	Trifásico 220 V/440 V
RPM:	1800 RPM
Potencia:	2237,1 W (3 HP)
Eficiencia:	95%
Rotación:	Horaria
Masa:	11,36 kg
Diámetro de eje:	1"

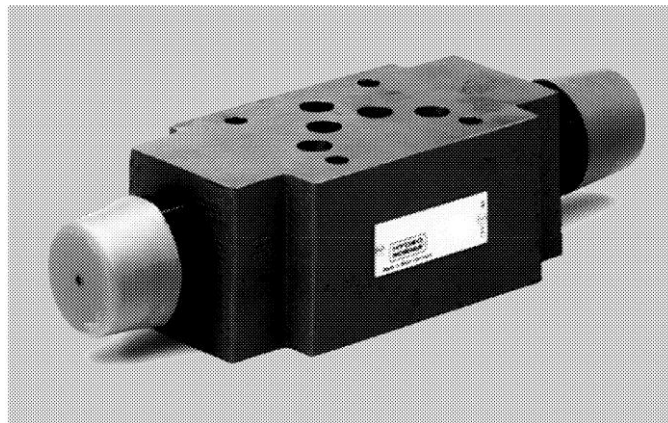
Filtro de presión:

Las presiones de trabajo que pueden soportar en general alcanzan los 42 MPa con caudales de entre los 0 y los $2,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (35 gpm), para aplicaciones comunes. Las temperaturas de funcionamiento oscilan entre los -10°C y los 100°C y los grados de filtraje más corrientes son los de 10, 25 y 60 μm . No se va a incluir un filtro de presión en nuestro sistema.

Válvula de alivio.

La válvula de alivio va a ser calibrada a la presión de 17,23 MPa (2500psi) por seguridad. Los datos de la misma son los siguientes:

Marca:	MANNESMANN REXROTH
Procedencia:	Alemania
Modelo:	ZBD 10
Serie:	4X
Masa:	4,5 kg
Caudal Max:	$1,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (26 GPM)
Presión Max:	31 MPa (4500 psi)
Temperatura Max:	80°C



K 4257/15
Tipo Z2DB 10 VD 2-4X/...V

Figura 4.1.1 Válvula de Alivio Cetop 5

Acoples.

El acople que elegimos es uno de tipo elástico de la marca LoveJoy.



Figura 4.1.2 Acoples Lovejoy

El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella (araña). Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión. En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema.

Los mangones son de acero sinterizado y se suministran con agujeros mecanizados a tolerancia H7 con chaveteros según DIN 6885 y un tornillo prisionero sobre chaveta. Los diámetros de los agujeros para cada tipo de acoplamiento están relacionados en la Tabla 4.3:

Tabla 4.3 Dimensiones recomendadas para agujeros en acoples elásticos Lovejoy

Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55
L.035	x																									
L.050	x	•	•	•	•	•	•																			
L.070			•	•	•	•	•	•	•		•															
L.075			•	•	•	•	•	•	•		•	•		•												
L.090			•		•	•	•	•		•	•				•	•										
L.095						•	•	•		•	•	•	•	•	•	•										
L.100							•	•		•	•	•	•	•	•	•	•	•								
L.110											•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•			
L.150														•	•	•	•	•	•	•	•	•	•		•	
L.190																	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
L.225																	•	•					•			

El primer paso para seleccionar el acople es tener definido los diámetros de los ejes de los elementos que van a ser acoplados. Para nuestro caso:

Diámetro del eje del motor: 1" = 25,4 mm.

Diámetro de eje de la bomba: 1/2" = 12,7 mm.

Utilizando la tabla 4.3 seleccionamos el acople tipo L090 recomendado para acoplar ambos extremos tanto del motor como de la bomba. Este modelo permite acoplar en cualquiera de sus dos extremos un eje de 24 hasta 26 mm y por el otro desde 18 hasta 28 mm.

Tabla 4.4 Selección del tipo de acople en función de la potencia.²³

ACOPLE TIPO L CUADRO DE SELECCIÓN TÉCNICA

²³ Manual Acoplamientos Elásticos Lovejoy. Compañía Internacional de Transmisiones.

TIPO / DIAMETRO	RANGO TORQUE (in*lbs)		HP / 100 RPM		CAPACIDAD HP CON ESTRELLA DE CAUCHO EN FUNCION DE LAS RPM			
	CAUCHO NITRILLO	ELASTOMERO DE POLIESTER	CAUCHO NITRILLO	ELASTOMERO DE POLIESTER	300	1200	1800	3600
L-035	3,5	N/A	0,0056	N/A	0,01	0,06	0,1	0,2
L-050	26,3	50	0,041	0,08	0,12	0,5	0,75	1,5
L-070	43,2	114	0,07	0,18	0,21	0,84	1,2	2,4
L-075	90	227	0,14	0,36	0,42	1,68	2,5	5
L-090	144	401	0,23	0,62	0,66	2,76	4	8
L-095	194	561	0,3	0,9	0,9	3,6	5,4	10,8
L-099	318	792	0,5	1,25	1,5	6	9	18
L-100	417	1134	0,66	1,8	2	8	11,9	23,8
L-110	792	2268	1,25	3,6	3,7	15	22	50
L-150	1240	3708	2	5,88	6	24	36	72
L-190	1728	4680	2,7	7,43	8	32	43	96
L-225	2340	6228	3,7	10	11	44	67	134
L-276	4716	N/A	7,5	N/A	22,5	90	135	270

El siguiente paso es determinar el elemento elástico de la estrella (estándar). El material seleccionado es el NBR (caucho nitrilo), ya que ofrece elasticidad necesaria en el encendido de la máquina.

Una vez seleccionado el conjunto necesitamos comprobar si el conjunto está en capacidad de resistir la potencia del motor eléctrico 2,23 KW (3HP) a 1800 RPM. Para eso, se revisa las especificaciones del fabricante según tabla 4.4.

Como observamos el acople perfectamente puede soportar los 3HP a 1800 RPM.

Tuberías y racores.

Tuberías Flexibles:

Los tubos flexibles son los mejores para unir los distintos componentes del sistema hidráulico. Además de poderse doblar, absorben las vibraciones y las puntas de presión y son fáciles de instalar.

El tubo flexible consta de las siguientes capas básicas:

- Un tubo interior.
- Varias capas de refuerzo.
- Una cubierta exterior.

El TUBO INTERIOR es **de caucho sintético resistente al aceite**. Tiene que ser de superficie lisa, flexible y capaz de resistir el calentamiento y la corrosión.

Las CAPAS DE REFUERZO varían con el tipo de tubo flexible. Estas capas se fabrican de **fibras sintéticas o naturales, de malla metálica o de una combinación de ambas**.

La CUBIERTA EXTERIOR tiene por objeto proteger las capas de refuerzo. Suele ser de una **goma especial resistente a los abrasivos**, al aceite, a la suciedad y a la acción de la intemperie.

Forma de seleccionar los tubos flexibles:

Se debe saber lo siguiente:

4. El caudal del sistema hidráulico en trabajo, para conocer el calibre del tubo que se necesita.

5. La presión y la temperatura a que trabaja el sistema hidráulico, para determinar el tipo de tubo flexible que se necesita.
6. El tubo flexible debe ser compatible con líquido del sistema.

La sección del tubo debe ser suficiente para el caudal del aceite.

Un tubo de **sección insuficiente** estrangula el paso del aceite, lo recalienta y causa pérdidas de presión.

Un tubo de **sección excesiva** puede resultar demasiado débil para la presión a que trabaja el sistema.

Los tubos de más sección tienen que estar más reforzados para trabajar a la misma presión que los tubos de menor sección. Además son más caros que éstos últimos.

Forma de seleccionar el tipo de tubo:

Se clasifican de acuerdo a las presiones que son capaces de resistir:

- Tubos de baja presión.
- Tubos de presión media.
- Tubos de alta presión.
- Tubos de muy alta presión.

En el cuadro que figura a continuación se indica la clase de tubo flexible que se requiere para trabajar a distintas presiones.

Conocida la sección del tubo que se necesita, se busca en una de las tres columnas la presión más próxima. Si esta se encuentra en la primera columna, se deberá emplear un tubo de presión media, etc.

Tabla 4.5 Presiones de trabajo para diferentes sección de tubo.

<i>Sección de tubo mm</i>	<i>1. emplear tubo para presión MEDIA, una malla de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>	<i>2. emplear tubo para ALTA presión, múltiples mallas de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>	<i>3. emplear tubo para MUY ALTA presión con espirales de alambre, con presiones de trabajo de: (psi)</i>
6,4	3000	5000	
10	2250	4000	5000
13	2000	3500	4000
16	1750	2750	3500
19	1500	2250	3000
25	800	1875	3000
32	600	1625	3000
38	500	1250	3000
50	350	1150	175

En base a lo expuesto las tuberías flexibles son:

Denominación: Manguera hidráulica H 114

Tubo interno: Nitrilo

Refuerzo: Trenzado de acero

Cubierta: Neopreno

Temperatura: -40 a 120°C

Diámetro interno: ½ plg

Selección del fluido:

Lo primero que se debe tener en cuenta a la hora de elegir un fluido hidráulico, es la misión que tiene que realizar, y sus características físico químicas.

Selección del fluido en función de su misión

Transmisión de potencia:

A este fin todos los fluidos serían válidos (excepto los gases por ser compresibles), siempre que su viscosidad sea la adecuada a la aplicación.

Para cumplir esta misión el fluido deberá fluir fácilmente a través de los conductos internos de los componentes. Una resistencia excesiva a su circulación producirá considerables pérdidas de carga y consiguientemente un incremento en la potencia necesaria para el funcionamiento del equipo.

Lubricación del sistema:

Esta es una de las principales misiones del fluido, y razón por la cual dejó de usarse agua para los circuitos hidráulicos.

Se podría resumir que la lubricación es la capacidad del fluido de formar una película sobre las superficies, y hacer que esta película facilite el desplazamiento de esta superficie sobre otras, evitando en lo posible el contacto directo entre estas. En función de esta definición la lubricación puede ser:

- e) Lubricación hidrostática: es aquella en que se presuriza el fluido para separar las superficies en movimiento, creando un cojín hidrostático entre ellas. Por ejemplo: el apoyo de la cabeza del pistón sobre el plato inclinado en las bombas de pistones.

- f) Lubricación hidrodinámica: como en el caso anterior, la película de fluido tiende a mantener separadas las superficies, sólo que en este caso no lo hace por la presión aplicada sobre el mismo, sino por la presión generada por el movimiento (fuerza centrífuga) del mismo. Un ejemplo es el cojinete en el cual el lubricante, gracias a la fuerza centrífuga producida por el giro de las superficies a lubricar, genera una presión que tiene a separar las superficies y a introducirse entre las mismas.

- g) Lubricación untuosa: es la capacidad del fluido a mantenerse en contacto con las superficies sin necesidad de fuerzas extremas. Este tipo de lubricación es muy importante en compuestos que trabajen a muy bajas velocidades y en sistemas que estén parados durante largos periodos de tiempo ya que si la untuosidad del fluido es baja y con el tiempo este se desprende de las superficies, permitiendo el contacto entre estas al arrancar el circuito.

- h) Lubricación extrema presión: es la capacidad del fluido a mantener la lubricación en aquellos casos en que hay contactos de las microcrestas de las superficies. Estos contactos (rozamientos) generan calor, que a su vez producen microsoldaduras entre las superficies (cuando éstas son muy notorias se produce el gripaje de las superficies en contacto). La lubricación en extrema presión es la que evita estos problemas, y se consigue agregando al fluido aditivos EP. En el momento de la selección del fluido para una determinada aplicación se ha de distinguir la presión de trabajo del sistema con la aditivación extrema presión; así por ejemplo, un sistema trabajando a 250 bar con bombas y motores de engranajes no precisa aditivos EP, mientras que un sistema trabajando a 75 bar con bombas y motores de pistones sí precisará de un fluido EP.

Refrigeración:

Es la capacidad del fluido de absorber el calor generado en determinados puntos del sistema para luego liberarlo al ambiente a través del depósito, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo.

Reducción de fugas y pérdidas de carga:

En muchos puntos el fluido es el único elemento de estanqueidad entre las partes presurizadas y las no presurizadas del interior de un componente. En estos casos, la tolerancia de construcción y la viscosidad del propio fluido determinarán el nivel de fugas internas.

Compatibilidad con juntas y sellos:

El fluido debe ser compatible con los elementos de estanqueidad que estén en contacto con él.

La mayoría de componentes hidráulicos tienen juntas internas de materiales cuya compatibilidad con el fluido debe ser determinada antes de la puesta en marcha del sistema; así pues este factor es importante en el momento de la selección del fluido.

Selección del fluido según sus características:

Factores de selección de la viscosidad:

- d) El tipo de bomba: En el siguiente cuadro se analiza su relación con las temperaturas y las viscosidades a utilizar. El grado 46 es recomendado para máquinas hidráulicas nuevas.
- e)

Tabla 4.6 Grado de viscosidad del aceite hidráulico de acuerdo al tipo de bomba.

Tipo de bomba	Grado ISO de viscosidad		
	32	46	68
Paletas	60°C	70°C	78°C
Pistones radiales	38°C	50°C	60°C
Pistones axiales	60°C	70°C	78°C
Engranajes	60°C	70°C	80°C

- f) La temperatura de operación: la temperatura de operación es la que tiene el fluido al entrar en la bomba. Dependiendo del tipo de bomba y de la temperatura de operación se obtiene el cuadro de viscosidad anterior.

Al considerar esta tabla de elección de viscosidades, se debe tener presente que son mínimas. Por debajo de ellas, las pérdidas en el interior de las bombas afectarían a su eficiencia.

La mínima temperatura de arranque:

Una vez establecida la viscosidad necesaria en régimen de trabajo, se ha de considerar la temperatura mínima a la que el sistema puede entrar en funcionamiento, es decir, la temperatura mínima a la que el sistema se podrá poner en marcha.

En general un aceite mineral no debe utilizarse a una temperatura inferior a 10C por encima de su punto de congelación. Es decir: si un aceite tiene de punto de congelación -30C, no se utilizará a temperaturas inferiores a -20C.

La máxima viscosidad con la que puede actuar una bomba es un dato de gran interés, puesto que tiene por finalidad el evitar los problemas debidos al funcionamiento en vacío y de cavitación (se bombea aire), lo que provoca un rápido desgaste de la bomba.

Siendo que la viscosidad de un fluido aumenta al disminuir la temperatura, y conociendo la viscosidad y el índice de viscosidad del fluido a emplear, mediante el diagrama viscosidad-temperatura, se puede llegar a determinar la temperatura mínima de arranque.

Todo lo cual remite a la siguiente tabla:

Tabla 4.7 Viscosidad máxima en función del tipo de bomba.

Tipo de bomba	Viscosidad máxima 1mm²/s = 1 CST
Paletas	860
Pistones radiales	860
Pistones axiales	1300
Engranajes	6000

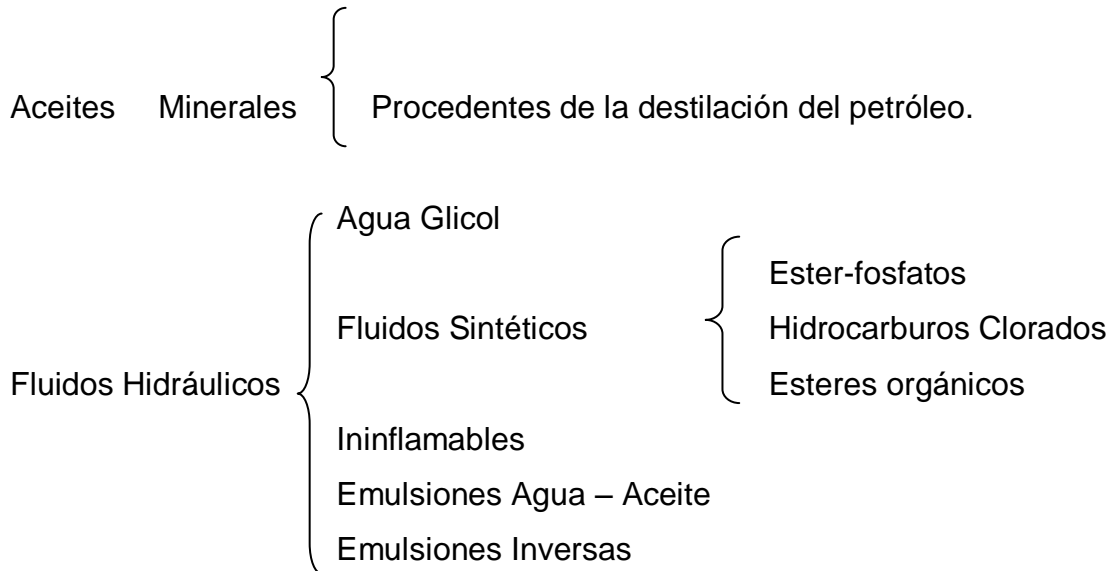
Estos parámetros son generales. Obvia decir que cada fabricante tiene sus especificaciones particulares a las que siempre se debe atender. También se debe considerar que en minería, las bombas utilizadas suelen tener una mayor capacidad de arranque con viscosidades mayores (del orden de unos 1600 cst).

Selección de otras propiedades:

Una vez seleccionado el tipo de fluido y su viscosidad, quedan por determinar otros factores del mismo que pudieran afectar al funcionamiento del sistema bajo

determinadas condiciones de trabajo; así por ejemplo, deberá considerarse la presencia de aditivos EP, aditivos que contengan ditiofosfato de zinc, aditivos antioxidantes, mejoradores del índice de viscosidad, etc., factores todos ellos relacionados con los componentes del sistema y sus condiciones de trabajo.

Tipos de fluidos hidráulicos:



Los fluidos hidráulicos están basados, en la mayoría de casos, en aceite mineral o en fluidos de síntesis con las convenientes aditivos.

Estos últimos se utilizan en condiciones particularmente difíciles o especiales, tales como en muy altas o bajas temperaturas, o bien si existe un fuerte riesgo de incendio o explosión en caso de fuga.

El cuadro resume los principales tipos de fluidos empleados en sistemas oleo-hidráulicos.

Cabe resaltar que el fabricante de la maquinaria recomienda cierto tipo de líquido hidráulico de acuerdo a las prestaciones del equipo, pérdidas y otros factores que afecten su desempeño.

Cada uno de estos fluidos tiene sus características y aplicaciones según refleja la tabla siguiente:

Tabla 4.8 Características de los fluidos y aplicaciones.

Aplicaciones Particular	Aplicaciones Específicas	Composición y Propiedades	Simbología ISO-L	Aplicaciones típicas y comentarios
Hidrostática		ac. mineral sin aditivos	HH	
		ac. mineral con aditivos antioxidantes y anticorrosivos	HL	
		Ac. tipo HL con mejoradores de desgaste	HM	Hidráulicos en general, incluidas altas presiones
		Ac. tipo HL con mejorador de I.V.	HR	
		Ac. tipo HM con mejorador de I.V.	HV	O.P. minería y marina
		Fluido sintético sin propiedades de resistencia al fuego	HS	Poseen propiedades especiales
Continuación: Tabla 4.8 Características de los fluidos y aplicaciones.				
	Hidráulicos y guías	Ac. tipo HM con aditivos anti <i>Stick-slip</i>	HG	Máquina herramienta
		Emulsiones de aceite en agua	HFAE	Normalmente contienen más del 80% de agua
		Soluciones químicas en agua	HFAS	Normalmente contienen más del 80% de agua

		Emulsiones de agua en aceite	HFB	
		Soluciones de polímeros en agua	HFC	Menos del 80% de agua
		Fluido sintético sin agua, basado en ésteres fosfóricos	HFDR	Atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		Fluido sintético sin agua, basado en hidrocarburos clorados	HFDS	Atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		fluido sintético sin agua, basado en mezclas de HFDR y HFDS	HFDT	
		Fluido sintético sin agua, basado en otros tipos de compuestos	HFDU	
Hidrocinética	Transmisiones. Automáticas		HA	Todavía en estudio
	Acoplamientos y convertidor de par		Hn	Todavía en estudio

La tabla anterior muestra los diferentes tipos de fluidos hidráulicos, clasificados por sus bases y propiedades particulares, según la norma ISO 6743/4

La tabla siguiente ofrece un resumen de compatibilidades entre los distintos fluidos hidráulicos y las juntas, los metales incompatibles, su capacidad de lubricación, su toxicidad e no inflamabilidad y sus características de temperatura máxima, densidad relativa y costo comparativo entre ellos.

Para seleccionar la base se considerarán:

- La temperatura media de trabajo.
- Picos de temperatura de operación.

- Mínima temperatura de arrancada.
- Posible contaminación con agua.
- Ambientes corrosivos.
- Riesgo de incendio.
- Compatibilidad con las juntas.
- Toxicidad.

Las principales características que poseen las diferentes bases, para poder proceder a su correcta selección son:

Agua:

Sus propiedades mencionadas anteriormente (nulo poder lubricante, bajo costo, elevada disponibilidad).

Aceite Mineral:

Los fluidos con base de aceite mineral son los más utilizados en aplicaciones hidráulicas. Los aceites minerales poseen una buena relación viscosidad / temperatura (índice de viscosidad), baja presión de vapor, poder refrigerante, una compresibilidad baja, inmiscibilidad con agua, de satisfactorias o excelentes cualidades de protección, y no requieren especial cuidado respecto a las juntas y pinturas normalmente utilizadas.

Si a esto se añade que su relación calidad/precio/rendimiento es muy buena, es fácilmente compresible el éxito de su utilización.

Emulsión de aceite en agua:

También denominada emulsión directa. Se trata de una emulsión de aceite (3 al 15%) en agua, que forma una especie de taladrina soluble.

Sus ventajas son que tiene un costo muy bajo y que posee excelentes propiedades de apagado de llama (*Fire-resistant*), mientras que sus inconvenientes son: muy limitadas temperaturas de utilización, pobre resistencia de la película, dificultades con la corrosión, problemas de estabilidad de la emulsión y problemas de evaporización que modifican los porcentajes de la proporción.

Emulsión de agua en aceite:

También denominada emulsión inversa o, abreviadamente W/O. Contienen del orden de una 40% de agua. Tiene excelentes propiedades de apagado de llama y un costo bajo/medio, pero: su temperatura de utilización es muy limitada, su poder lubricante medio, y presenta problemas de evaporización de agua/estabilidad.

Fluidos agua-glicol:

Son mezclas en disolución del 20 al 45% de agua y etileno-propilen-glicol, con aditivos anticorrosivos y agentes antidesgaste.

Como ventajas presenta: buena relación viscosidad/temperatura, muy buenas propiedades de resistencia a la llama, excelente comportamiento a bajas temperaturas, y un costo no malo; y como inconvenientes: su temperatura de utilización está limitada por el agua, suele tener problemas de corrosión, presenta problemas de evaporación y separación de fases, y requiere frecuentes cuidados de mantenimiento.

Fluidos sintéticos no acuosos:

Existe una amplia gama de productos de síntesis, de naturaleza muy diversa y que poseen unas características y propiedades muy diferentes.

La elección de estos tipos de fluidos deberá hacerse siempre de acuerdo con el fabricante de la máquina o sistema, teniendo en cuenta su alto precio, la posible reacción con juntas y materiales sellantes así como el ataque a pinturas y, en algunos casos, su influencia fisiológica y ecológica / medio-ambiental.

Tabla 4.9 Aceites no acuosos.

	Aceite mineral	Agua glicol	Emulsión agua-aceite	Éster-fosfato	Ésteres orgánicos	Hidrocarburos clorados
Juntas compatibles	Vitón polisulfido nitrilo neopreno buna-n	Buna-s y buna-n Nitrilo Neopreno Butil-vitón Goma natural	Buna-s y buna-n Nitrilo Neopreno polisulfido vitón	Vitón Butilo Silicona p.t.f.e. nylon	Neopreno Buna-n Vitón Silicona	Vitón Silicona Teflón
Juntas incompatibles	Goma natural butilo Buna-s	Polisulfido	Goma natural Butilo	Neopreno Nitrilo Polisulfido Buna-n Buna-s	Butilo	Neopreno Nitrilo Polisulfido Buna-n y -s Butilo

Continuación Tabla 4.9 Aceites no acuosos.

Metales que corroe	Ninguno	Zinc Cadmio Magnesio	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Cobre y aleaciones
Lubricación	Excelente	aceptable	Aceptable	Buena	Excelente	Buena
Toxicidad	No tóxico	No tóxico	No tóxico	Vapores tóxicos	No tóxico	Pueden ser tóxicos
Ininflamabilidad	Pobre	Buena	Buena	Excelente	Excelente	Excelente
Temperatura máxima	90°C	50°C	50°C	90-140°C		65-260°C
Densidad relativa	1	1,25	1,20	1,30	1,06	1,65

El fluido hidráulico es el siguiente:

Marca:	Monolec
Denominación:	6110
Grado ISO:	46
Punto Inflamación:	212°C
Especificaciones:	Aceite que cumple las necesidades de sistemas hidráulicos con cualidades antidesgaste, resistencia a la oxidación, resistencia al agua y la espuma. Estable a alta temperatura, larga vida del aceite y fluido de potencia uniforme.

4.3 DISEÑO LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN.

Los elementos en la distribución son:

- Subplaca.
- Válvula.
- Tuberías de distribución.

Subplaca

Constituye el panel de conexión de toda la tubería del sistema. Es del tipo Cetop 5 ya que necesita: una vía de presión y de retorno, 2 vías de distribución, una vía para alivio.

Electro válvula

En virtud de que el sistema va a ser comandado por un programa de computadora, necesitamos una electro-válvula para comandar el cilindro de doble efecto. Las características son las siguientes:

Marca:	Haldex
Procedencia:	Estados Unidos
Serie:	201305

Tipo:	4/3 centro tandem
Alimentación:	Solenoides 120V AC
Presión Max:	31 MPa = 4500 Psi
Caudal Max:	$1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 19 \text{ GPM}$
Masa:	6 kg

Tubería de Distribución

Para la tubería de distribución se utilizará:

Denominación:	Manguera hidráulica H 114
Tubo interno:	Nitrilo
Refuerzo:	Trenzado de acero
Cubierta:	Neopreno
Temperatura:	-40 a 120°C
Presión Trabajo:	20,68 MPa = 3000 psi.
Presión rotura:	82,73 MPa = 12000 psi
Diámetro interno:	1/4 plg

4.4 SELECCIÓN DE INSTRUMENTOS.

Para la selección de los instrumentos a utilizar se deberá de hacer énfasis en los dos parámetros fundamentales que se requieren dentro del proceso de pruebas de sellos para cilindros hidráulicos los cuales son: *temperatura y presión*.

La temperatura es importante principalmente debido a que los sellos de los cilindros hidráulicos variarán su estructura interna con la variación de la temperatura del sistema, la misma que se ve afectada por el aumento o disminución de presión, de acuerdo al esfuerzo al que son sometidos los cilindros en condiciones reales de trabajo. Por ejemplo en maquinaria pesada como retroexcavadoras.

La presión de trabajo de los cilindros depende de las recomendaciones del fabricante, así como también de la aplicación de trabajo en el mercado.

4.5 SELECCIÓN DE SENSORES

Después de haber definido los dos tipos de variables a sensor en el sistema, se hace el siguiente estudio de selección de sensores en función de los siguientes parámetros a medir:

Magnitudes a medir:

Magnitud:	Presión y Temperatura.
Señal de Salida:	mA.
Exactitud deseada:	Media.
Precisión deseada:	Media.

Límites absolutos posibles de la magnitud a medir:

Presión:	0 – 20,68 MPa (3000 psi)
Temperatura:	0 – 100 °C

Otros parámetros:

- Costo
- Peso
- Dimensiones
- Vida útil.
- Disponibilidad

Para la selección de los diferentes sensores se realiza una matriz de comparación entre algunos modelos de sensores que se encuentran en el mercado nacional como internacional, con las características técnicas de los sensores y valores de ponderación.

Para cada una de las matrices se tiene los siguientes valores de ponderación:

Valores de Ponderación:

Vida útil:	1	Bajo
	5	Alto
Costo:	1	Alto
	5	Bajo
Disponibilidad:	1	No inmediata
	5	Inmediata
Exactitud:	1	Baja
	5	Elevada
Precisión:	1	Baja
	5	Elevada

4.5.1 SENSOR DE PRESIÓN.

La presión que se necesita sensor es esencial dentro del banco de pruebas ya que debido al esfuerzo al que van a ser sometidos los cilindros hidráulicos se obtendrá un aumento de presión del sistema y dentro del cilindro, tal que no sobrepase las especificaciones particulares.

El sensor debe resistir la presión normal del sistema y además tener un factor de seguridad para casos donde la presión necesite excederse. Además, debe ser lo suficientemente robusto para resistir los choques de la presión en el arranque y resistir unas temperaturas no superiores a los 100 ° C.

Por este motivo se selecciona el sensor de presión en función de:

Matriz de Selección:

Tabla 4.10 Descripción de sensores de presión considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>		<i>Características Generales</i>			
Marca	Modelo	Rango (psi)	Salida	Alimentación (VDC)	Peso (gr)
INTEC	250G	0 – 3000	4 - 20 mA	10 - 30 VDC	150
SOR	534H	0 – 5000	4 – 20 mA	11- 40 VDC	130
SIEMENS	7MF1	0 – 3600	4 – 20 mA	10 - 36 VDC	180
KOBOLD	SEN	0 - 8000	4 – 20 mA	10 - 30 VDC	150

Tabla 4.11 Ponderaciones de los sensores de presión considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>		<i>Ponderación</i>				TOTAL
Marca	Modelo	Vida útil	Costo	Disponibilidad	Precisión	
INTEC	250 G	4	5	5	4	18
SOR	534H	4	2	3	5	14
SIEMENS	7MF1	4	3	2	5	14
KOBOLD	SEN	4	2	2	4	12

En base a la matriz de selección el sensor de marca INTEC modelo 250G es el instrumento que mejor se acopla a los parámetros necesarios de medición para el

funcionamiento del banco de pruebas, las características técnicas del mismo se encuentran en el **anexo A**.

4.5.3 SENSOR DE TEMPERATURA

El sensor de temperatura es vital dentro del proceso de prueba ya que debido al mismo se determinará la estabilidad de los elastómeros que constituyen físicamente a los sellos, así mismo controlaremos al sistema hidráulico sabiendo de ante mano que no podrá sobrepasar los 80 °C, por lo tanto se escogerá el sensor de temperatura en base a la siguiente matriz de selección:

Matriz de Selección:

Tabla 4.12 Descripción de sensores de temperatura considerados para el diseño.

Identificación		Características Generales				
Marca	Modelo	Rango (°C)	Salida	Transmisor de dos alambres		
				MARCA	MODELO	SALIDA
Watlow	RTD	140 – 650	100 – 175.86 Omhs.	EXTECH	405000	0 – 20 mA
Watlow	Termocupla	0 – 200	0 – 10 mV	EXTECH	405000	0 – 20 mA

	tipo J					
SIEMENS	Termocupla 7MC1	0 – 100	0 – 10 mV	SIEMENS	SITRANS TK	0 – 20 mA
SOR	Termocupla	-18 – 204	0 – 10 mV	SOR	S89RT	4 – 20 mA

Tabla 4.13 Ponderaciones de los sensores de temperatura considerados para el diseño.

<i>Identificación</i>		<i>Ponderación</i>				TOTAL
Marca	Modelo	Vida útil	Costo	Disponibilidad	Precisión	
Watlow	RTD	4	1	5	3	13
Watlow	Termocupla tipo J	4	4	5	5	18
SIEMENS	Termocupla 7MC1	4	3	3	5	15
SOR	Termocupla	4	2	2	4	12

En base a la matriz de selección el sensor de temperatura marca WATLOW-termocupla tipo J, es el instrumento que mejor se acopla a los parámetros necesarios de medición de temperatura para el funcionamiento del banco de pruebas, las características técnicas del mismo al igual que las de su respectivo transmisor se encuentran en el **anexo B**.

4.5.3 SELECCIÓN DE LA TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Es un dispositivo que se caracteriza por ser portable, multifuncional, y de tamaño pequeño. Tiene una resolución a la entrada y a la salida de 12 bits. Construida para remover sus conexiones fácilmente y opera con sistemas Windows 2000. Trabaja con un fuente de poder de 5 voltios, tomados del computador.

El software recomendado para su uso es LabView, además incluye un software para la adquisición de datos y no necesita de ningún tipo de accesorio.

Características:

Tabla 4.15 Características Tarjeta de Adquisición.

Descripción	USB-6008
Puerto	USB
Entradas análogas	8 terminales simples / 4 diferenciales
Resolución de entradas	12 Bits.
Máxima tasa de muestreo	10 Kbits/segundo
Rango de entrada	De 1 a 20 Voltios
Salidas análogas	2
Resolución de salidas	12 Bits.
Tasa de salida	150 Hz.
Rango de Salida	De 0 a 5 Voltios
Entradas y salidas digitales	12
Contadores (32 Bits)	1
Gatillo	Digital

Descripción del Hardware:

La National Instrument con su tarjeta multifuncional de adquisición de datos USB-6008 provee en forma puntual la adquisición de datos a un precio bajo. Con las conexiones USB que presenta esta tarjeta se realizan mediciones rápidas, dando suficiente versatilidad para complejas aplicaciones al medir.

Descripción del Software:

Esta tarjeta incluye además aplicaciones de adquisición de datos con cerca de 8 canales analógicos. Para mayor funcionalidad el dispositivo viene con el software básico NI DAQ, que es un elemento multiplataforma con interfase de programación. Además puede ser utilizado con aplicaciones DAQ. Ya sea en el LabView o ambientes de programación C.

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS

5.5 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS.

El presente proyecto está constituido de varios elementos individuales, que se han agrupado para formar diferentes “módulos”, los mismos que han sido divididos tomando en cuenta su función dentro del banco de pruebas, los mismos que son:

Tabla 5.1.1 Descripción de los módulos que componen en el banco

Módulos:	Descripción:
1	Sistema de Adquisición de Datos.
2	Sensores (incluye elementos de adaptación al proceso).
3	Sistema Hidráulico.
4	Sistema Eléctrico de Potencia.
5	Otros.

La unión de estos módulos formarán parte del banco de pruebas para cilindros hidráulicos. En el capítulo cuatro se ha realizado una descripción más detallada de la selección del sistema de adquisición de datos, así como también la selección de los sensores. En este capítulo se pretende entonces detallar cada módulo, así como las características exactas tanto de origen como técnicas de los materiales y

elementos adquiridos para formar los mencionados módulos que serán necesarios para la fabricación del banco de pruebas.

El módulo número uno se constituye de los siguientes materiales que a continuación se detalla incluyendo el proveedor y las características de los distintos elementos.

Tabla 5.1.2 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo uno

1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument
1	Tarjeta USB
1	Cable USB tipo A - B

Tabla 5.1.3 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo dos

1	Sensores de Presión
1	Sensor de Temperatura
1	Transductor de temperatura
1	Cola de chanco
1	Termopozo
1	T de alta presión 1 plg
1	Reducción 1/2 a 3/4 plg
1	Reducción 3/4 a 1 plg

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

	LÍNEA DE SUCCIÓN
1	Tanque de reserva
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4
1	Bushing de 3/4 a media

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

1	Universal de media para retirar el filtro
1	Neplo de 30 cm de 1/2
2	Neplos corridos
2	Codos de 1/2 x 90
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
	LÍNEA DE RETORNO
1	Neplo de 1/2 de 16 cm
1	Codo de 1/2
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2
1	Neplo corrido de 1/2
1	Bushing de 3/4 a media
2	Codo cachimba de 3/4
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa
1	Manómetro de saturación
1	Respiradero
	LÍNEA DE DRENAJE
1	Válvula de bola de 1/2
1	Tapón de 1/2
2	Bushing de 3/4 a media
1	T de 3/4
1	Neplo corrido de 1/2
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC
1	Visor de Nivel (con termómetro)

Tabla 5.1.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

	LINEA DE PRESION
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
2	T de 1/4
1	Neplo corrido de 1/4
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4
1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6
1	Bomba Haldex 1,5 GPM
1	Acople Lovejoy L-090
1	Campana
1	Motor WEG 3 HP
1	Base motor-bomba
1	Soporte de bomba
1	Protector de la Campana
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT

Tabla 5.1.5 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cuatro

1	Case
1	Adaptador de 24 V DC
1	Tablero eléctrico de control y Potencia

Tabla 5.1.6 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco

4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46 (15 galones)
1	Rollo de cinta teflón
1	Permatex

Características del los instrumentos:

Tarjeta de Acondicionamiento de Señal que se acopla a la tarjeta DAQ para USB de la N.I.:

La señal de salida de la tarjeta de acondicionamiento deberá estar dentro del rango de entrada de nuestra DAQ que es de 1 a 20 voltios, si nuestro rango calibrado para el sensor de temperatura es de 0°C a 200°C, emitiendo 4 a 20 mA respectivamente, y tomando en cuenta que nuestro rango de temperatura a sensar no podrá ser mayor a 100°C, se estará usando así un rango de amperaje de 4 a 15 o 16 mA, por lo que nuestra señal de salida en voltaje no deberá ser tan amplio con la finalidad de obtener mayor precisión.

La tarjeta de desacoplamiento de señal posee dos entradas analógicas para captar la señal emitida por el sensor de presión, y la emitida por la termocupla y tres señales tipo relé para las cargas o control del proceso (motor y válvula solenoide), trabajando con una fuente de ± 12 voltios. Su función principal es la protección de la tarjeta de la 6008, y la transformación de las señales de los sensores de 4 - 20 mA a 0 – 5 voltios respectivamente.

La protección que entrega este dispositivo está basada en el uso de octoacopladores, evitando que cualquier pulso de corriente no deseado no afecte la tarjeta 6008.

Así se compone básicamente de:

- Dos octoacopladores trabajando en la zona lineal de 4 a 20 mA, captando la señal emitida por los sensores, protegiendo la tarjeta y convirtiendo dicha señal a emisiones de luz. Transformando así la señal de amperaje a voltaje.
- Tres octoacopladores trabajando en corte y saturación (prendido o apagado) con el fin de proteger y controlar tanto el encendido y apagado del motor así como a la válvula solenoide.
- El uso de Leds ayudará a establecer si existe algún tipo de defecto en la transmisión de señal, prendiéndose o apagándose en función de mal o buen funcionamiento respectivamente de dicha transmisión.
- Amplificadores operacionales, cuya función principal es la de otorgar una señal más fuerte, a partir de una señal débil que llega al dispositivo.
- Potenciómetro, que ayudará a calibrar la señal receptada en la tarjeta emitida por los sensores para transformarla a voltaje. En otros términos se calibrará para 4 mA - 0 voltios y para 20 mA - 5 voltios, voltajes con los que trabaja la tarjeta la tarjeta USB 6008.
- Comparador, cuya función será la de emitir un voltaje de salida establecido previamente, en función de la comparación de dos señales de entrada.
- Amplificador diferencial unitario, igualmente recibirá dos señales, emitiendo una señal de salida en función de sus entradas, solamente de + 12 o – 12 voltios.
- Amplificador con ganancia, (potenciómetro varía la ganancia).

Todo este proceso está formado con la finalidad de proteger, tratar y emitir una señal óptima de voltaje.

Características de los sensores:

Sensor de presión:

Descripción: Transductor de rangos de presión de media y alta.

Aplicación: Evalúa la presión en medios húmedos o secos, incluidos así también ambientes donde existe vapor y ambientes donde existen fluidos ligeramente corrosivos o gases en: refrigerantes, calderas, bombas, compresores, tanques de niveles, y otras como equipamiento en sistemas de aire acondicionado, y es compatible para transmitir sus salidas a cualquier controlador analógico electrónico.

Características:

- Su señal es condicionada.
- Compensación de temperatura
- Posee una larga vida de uso.
- Es de un tamaño compacto.
- Su fuente de consumo es baja.
- Está calibrado a la presión requerida.
- La conexión al proceso es de acero inoxidable.



Figura 5.1.1 Sensor de Presión

Especificaciones:

Eléctricas:

Fuente de poder 10 – 30 VDC.

Fuente de consumo 30 mA.

Desempeño del sensor:

Medio en donde

se sensa: Puede húmedo o seco, compatible con 17 – 4 PHJ del acero inoxidable.

Elemento del sensor: Galga extensiométrica de diafragma.

Compensación: Está incorporado a resistir temperatura de trabajo y señal condicionada.

Rangos: 32°F a 130°F (0°C a 55°C)

Precisión: < ± 1% en toda la escala.

Estabilidad: < ± 0,25% en toda la escala.

Presión de Trabajo: 17,23 MPa (2500 psi)

Sobre presiones: dos veces el rango de presión usado.

Tipo de control:

General: Es una señal de salida análoga continua.

Salida análoga: 4-20 mA, dos alambres o 1-5 VDC

Requerimientos para funcionamiento:

Corriente de salida: Máxima resistencia hasta 1.100 Ω a 24 VDC.

Medio Ambiente:

Ambiente Permitido:

- Humedad: 0 – 99 % RH.

- Temperatura de trabajo: -4°F a 185°F (-20°C – 85°C).

Estructura Física:

- Material: Acero Inoxidable.
- Color: Plata.
- Protección: NEMA 4.
- Instalación: Rosca para unión a tubería.

Dimensiones: Ø 7/8 x 2,2 pulgadas.

Conexiones de cables: Dos alambres que de acuerdo a su color se establece el código.

Tamaño de los cables: 22 AWG

Conexión de presión: ¼ pulgadas macho.

Masa: 0.15 kg.

Instalación:

Este modelo es bajo en costo para aplicaciones en ambientes húmedos secos. Este transductor esta apto para trabajar hasta temperatura de 100 °C, dando como resultado con los 2 alambres, de 4-20 mA de salida con el 1% de precisión.

Localización:

El sensor tiene protección NEMA 4 que indica que debe trabajar en un ambiente libre de vibración.

Conexión al sistema:

Este tipo de sensor posee una conexión de ¼ de pulga NPT, se deberá usar teflón para la conexión.

Conexión Eléctrica:

Mecanismo de 2 alambres con salidas de 4-20 mA.

Alambre rojo = Positivo +.

Alambre Negativo = Negro -.

No se debe exceder la especificación de fuente de suministro de voltaje.

Conexión con dos alambres:

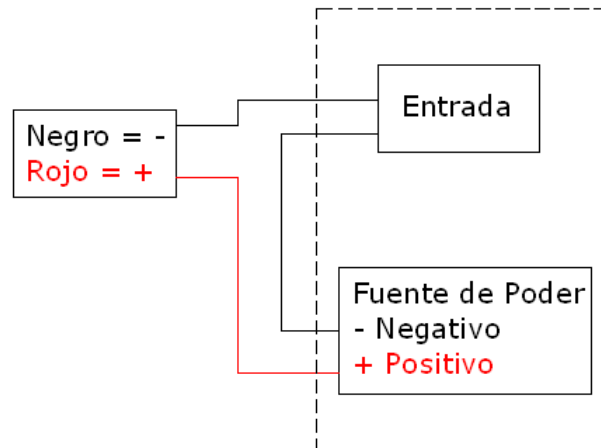


Figura 5.1.2 Instalación sensor de Presión.

Sensor de temperatura:

Termocupla Tipo J

Es un termopar que se basa en la circulación de una corriente en un circuito formado por dos metales diferentes cuyas uniones se mantienen a distinta temperatura, esta corriente puede calentar el termopar y afectar la precisión en la medida de la temperatura. El termopar tipo J, de hierro-constantan es adecuado en atmósferas con escaso oxígeno libre.

Características técnicas:

Su intervalo de medida es de -40°C a 750°C.

Transmisor:

Transmisor universal de dos alambres Extech modelo 405000.

Es usado como transmisor para diferentes tipos de termocuplas, y RTDs, su rango de entrada puede ser configurado de acuerdo a su aplicación, tiene una señal de salida con dos alambres de 4-20 mA para termocuplas. Construido con plástico ABS, resistente y duro.

Especificaciones:**Tabla 5.1.7 Especificaciones técnicas Transmisor**

Entrada	Señales de termocuplas tipo J o K
Salida	4-20 mA
Impedancia de entrada	1 Mohm
Corriente de excitación	0,23 mA
Fuente de poder	12 – 45 VDC
Capacidad de carga	600 ohms max.
Precisión	0,1% de la escala total
Linealidad	0,06% de la escala total
Temperatura de Trabajo	-4 a 158°F (-20 a 70°C)
Dimensiones	43,18 mm de diámetro y 25,4 mm de alto
Masa	0,05 kg

Descripción:

9. Montar el modelo 405000 para que los alambres calcen fácilmente a través de la base y la señal del cable pueda calcar igualmente entre la tapa y el cuerpo del transductor.
10. Asegurarse de la polaridad de los alambres del sensor para tener una señal óptima y chequear que los tornillos estén bien ajustados.

Precauciones:

Con el fin de evitar que los alambres topen el circuito, quitar la tapa para observar que no esta sucediendo lo mencionado anteriormente y verificar.

Evitar humedad directa al transmisor, ambientes corrosivos, temperaturas sobre los 50 °C, vibraciones, radiaciones electro magnéticas, radio frecuencias, y altos voltajes.

Cableado:

Es muy importante comprobar que el rango de temperatura que se va a sensor coincida con los rangos establecidos por el cliente para que la calibración del transmisor sea la correcta. El siguiente gráfico muestra los conectores:

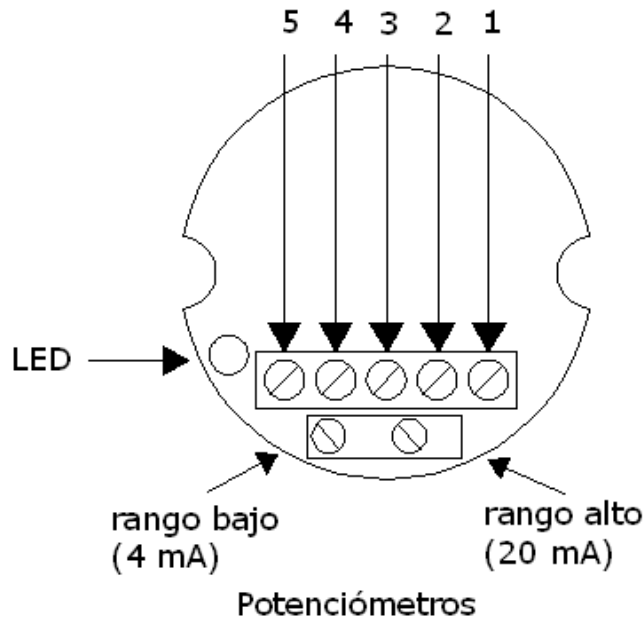


Figura 5.1.4 Montaje Transmisor Exttech

Es muy importante tener en cuenta que los alambres de la termocuplas están representados por: color blanco = +, y color rojo = -.

Para conectar la termocupla al dispositivo transmisor se deberá:

3. Conectar a la terminal 1 del transmisor, el cable de color rojo que es el polo negativo de la termocupla tipo J seleccionada y al terminal 2, el cable de color blanco. (se puede usar extensiones de alambres de termocupla para adaptarlas al transmisor).

No se debe conectar el sensor de temperatura y la fuente de potencia a tierra, solo conectar uno de los dos a tierra para evitar errores.

4. Conectar las salidas de 4 a 20 mA. a los terminales 5 el polo negativo y al terminal 4 el polo positivo.

A continuación se muestra un gráfico explicativo:

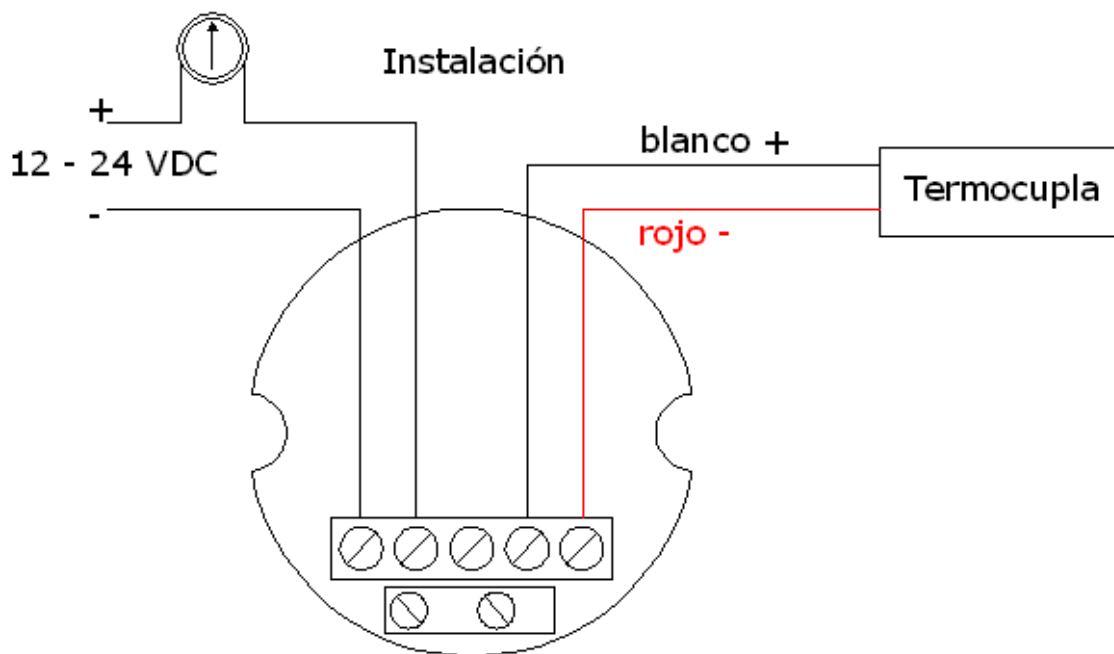


Figura 5.1.6 Instalación Transmisor Extech

Configuración:

Los rangos de entradas del transmisor 405000 pueden ser reconfigurados quitando o soldando con estaño los puentes del circuito, así por ejemplo para la termocuplas tipo J, existen cuatro rangos de temperaturas para las cuales se puede calibrar el transmisor, para las termocuplas tipo K, existen 3 rangos, para las Pt100 RTDs existen 40 rangos.

Calibración:

La tabla que se presenta a continuación corresponde a los puentes del transmisor que se deben existir, los mismos que se encuentran marcados de acuerdo al número de puente (total 16).

Tabla 5.1.8 Calibración Transmisor para termocupla tipo J rango 0-200 °C

°C	<i>Termocupla Tipo J</i>															
	1	2	3	5	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
0 - 200	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	
0 - 400		●		●	●	●							●			
0 - 600		●		●	●	●						●				
0 - 800		●		●	●	●										

De acuerdo a la tabla anterior se deberá escoger el rango más aproximado para nuestra aplicación que es de 0 -200 °C, por lo que el transmisor quedará calibrado de acuerdo al siguiente gráfico:

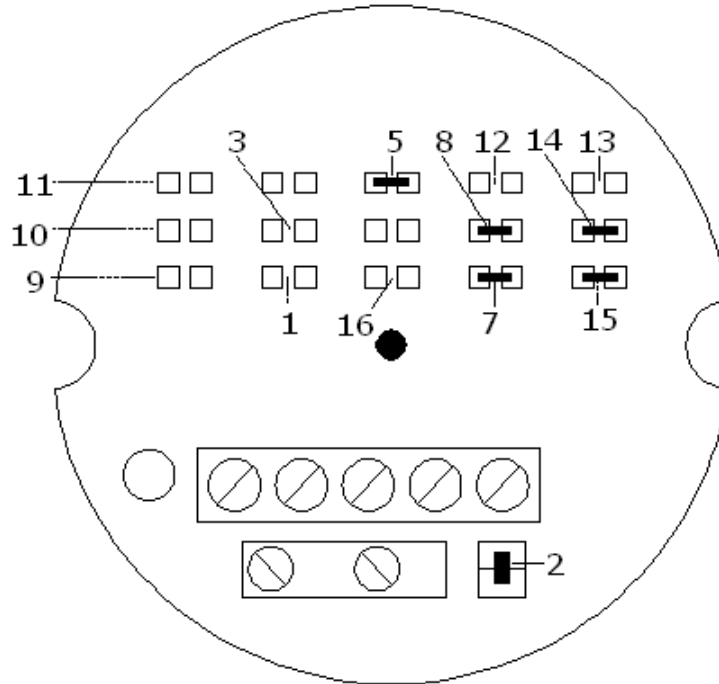


Figura 5.1.7 Calibración Transmisor para termocupla tipo J rango 0-200 °C

5.6 MONTAJE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.

La construcción del banco de pruebas para cilindros hidráulicos de doble efecto consistió en la edificación preliminar de cada uno de los módulos, y elementos de cada módulo respectivamente, que constituyen el banco.

A continuación se detallan los módulos:

Tabla 5.2.1 Descripción de los módulos que componen en el banco

Módulos:	Descripción:
1	Sistema de Adquisición de Datos.
2	Sensores (incluye elementos de adaptación al proceso).
3	Sistema Hidráulico.
4	Sistema Eléctrico de Potencia.
5	Otros.

Cada módulo se detalla a continuación en función de los elementos correspondientes.

MODULO UNO:

Tabla 5.2.2 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo uno

1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument
1	Tarjeta USB
1	Cable USB tipo A - B



Fig. 5.2.1 Tarjeta de adquisición de datos National Instrument

Cada elemento usado en este módulo se encuentra dentro del tablero de instrumentos al que fueron adaptados de acuerdo a su tamaño, tipo de conexiones y evitando que exista interferencia eléctrica entre cada elemento.

MODULO DOS:

Tabla 5.2.3 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo dos

1	Sensores de Presión
1	Sensor de Temperatura
1	Transductor de temperatura
1	Cola de chancho
1	Termopozo
1	T de alta presión 1 plg
1	Reducción 1/2 a 3/4 plg
1	Reducción 3/4 a 1 plg

Los elementos usados en este módulo fueron adaptados al sistema de acuerdo a las necesidades de medición del banco (presión y temperatura).





Fig. 5.2.2 Sensores del banco

Tanto el sensor de presión (ítem 1 de la Fig.) como la termocupla tipo J (ítem 2 de la Fig.) están previstos de su respectivo sistema de protección. Es así que el termopozo (ítem 3 de la Fig.) fue adaptado a la línea de retorno con la finalidad de garantizar protección y durabilidad a la termocupla tipo J, al igual que la “denominada” cola de chancho (ítem 4 de la Fig.) al sensor de presión.

MODULO TRES:

El módulo tres hace referencia a la línea de succión como tal, todos y cada uno de los elementos han sido unidos mediante teflón y permatex hasta llegar al ajuste óptimo para su unión.

Tabla 5.2.4 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo tres

	LINEA DE SUCCION
--	-------------------------

1	Tanque de reserva
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4
1	Bushing de 3/4 a media
1	Universal de media para retirar el filtro
1	Neplo de 30 cm de 1/2
2	Neplos corridos
2	Codos de 1/2 x 90
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ



Fig. 5.2.3 Tanque de reserva

A continuación se detallan los elementos y orden en el que están dispuestos dentro del banco de pruebas.



Fig. 5.2.4 Línea de Succión

A continuación se detallan los elementos constituyentes de la línea de retorno:

Tabla 5.2.4 Continuación.

LÍNEA DE RETORNO	
1	Neplo de 1/2 de 16 cm
1	Codo de 1/2
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2
1	Neplo corrido de 1/2
1	Bushing de 3/4 a media
2	Codo cachimba de 3/4
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa
1	Manómetro de saturación
1	Respiradero



Fig. 5.2.5 Línea de Retorno



Fig. 5.2.6 Respiradero

Al igual todos y cada uno de los elementos del banco fueron unidos mediante teflón y permatex hasta llegar al ajuste óptimo para su unión.

Se detallan ahora todos los elementos faltantes que constituyen tanto la línea de drenaje y presión y las principales fotos:

Tabla 5.2.4 Continuación.

	LINEA DE DRENAJE
1	Válvula de bola de 1/2
1	Tapón de 1/2
2	Bushing de 3/4 a media
1	T de 3/4
1	Neplo corrido de 1/2
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC

Tabla 5.2.4 Continuación.

	LINEA DE PRESION
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ
2	T de 1/4
1	Neplo corrido de 1/4
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4
1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6
1	Bomba Haldex 1,5 GPM
1	Acople Lovejoy L-090
1	Campana
1	Motor WEG 3 HP
1	Base motor-bomba
1	Soporte de bomba
1	Protector de la Campana
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT



Fig. 5.2.7 Acople Lovejoy L-095



Fig. 5.2.8 Motor WEG 3 HP

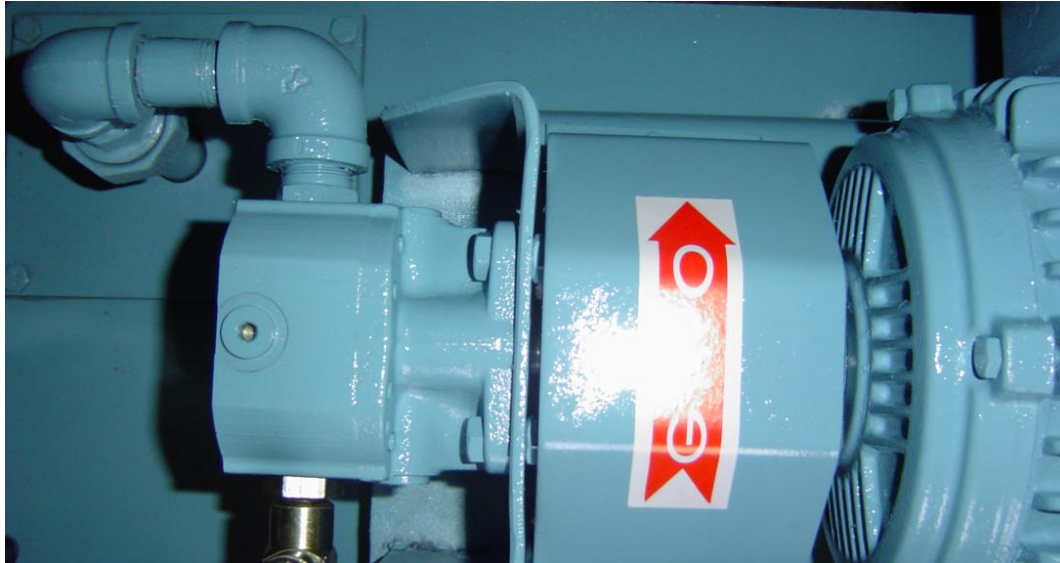


Fig. 5.2.9 Campana

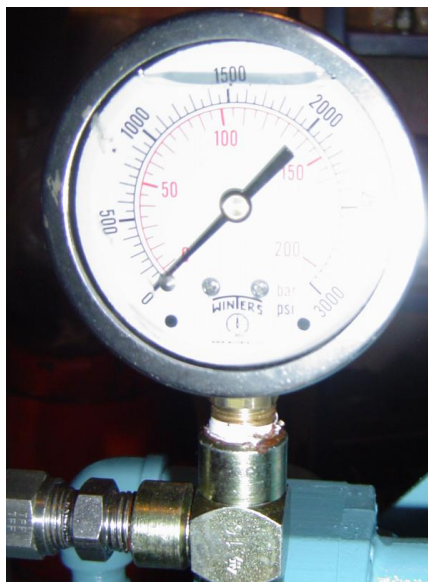


Fig. 5.2.10 Manómetro glicerina 0 - 3000 psi

MÓDULO 4:

Tabla 5.2.5 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cuatro

1	Case
1	Adaptador de 24 V DC
1	Tablero eléctrico de control y Potencia

La siguiente figura corresponde al tablero eléctrico-electrónico en el que se visualizan los elementos principales para el control del banco.

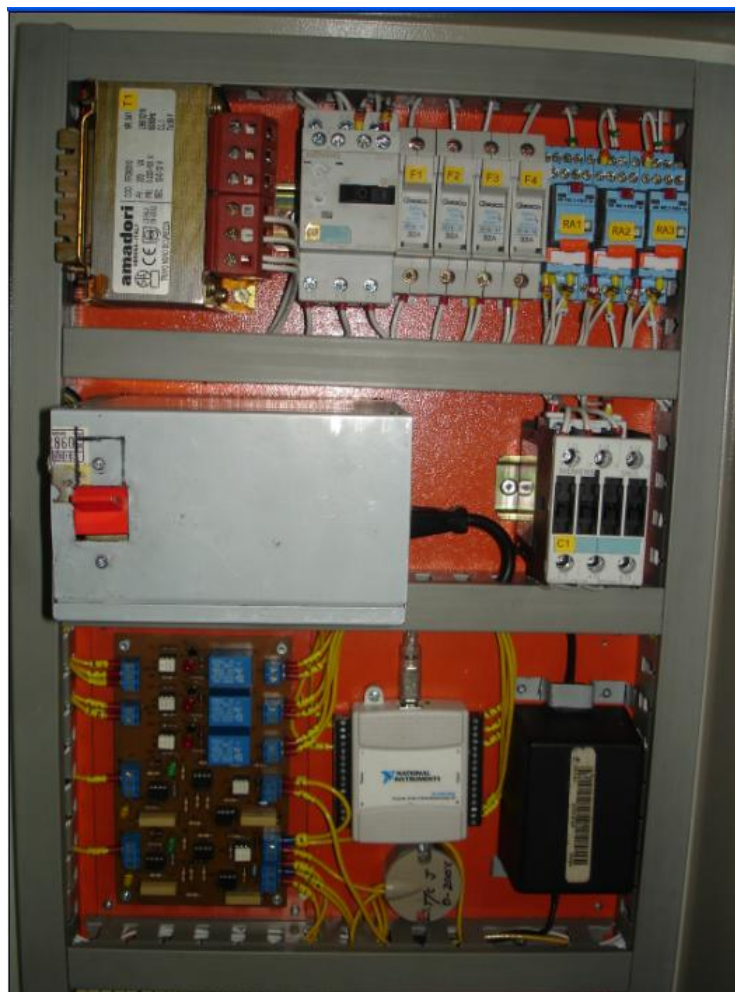


Fig. 5.2.11 Tablero de control

OTROS

Tabla 5.2.6 Listado de materiales utilizados en la construcción del módulo cinco

4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46
1	Rollo de cinta teflón
1	Permatex

En el montaje de todo sistema debe cuidarse de varios elementos como es el motor de accionamiento, la bomba, los filtros de aspiración y retorno, las válvulas de seguridad, los manómetros, depósito, etc.

El **depósito** debe dimensionarse adecuadamente de acuerdo con el caudal de la bomba y de la mayor o menor dificultad de evacuación de calor del sistema. Los depósitos sirven también para liberar las burbujas de aire atrapadas en el seno del aceite y que proceden de las bombas y de las líneas de retorno. El depósito o tanque debe mantener la temperatura del aceite, para los casos más normales, entre unos 50 y 65°C aproximadamente.

El depósito debe protegerse interiormente con una pintura resistente al aceite y de color blanco o color claro, con objeto de poder apreciar mejor las posibles partículas residuales y la suciedad que arrastre el aceite.

Las tuberías de aspiración de la Bomba y las de retorno general del circuito deben montarse alejadas entre sí todo lo posible, con el objeto de evitar turbulencias del fluido en las líneas de aspiración.

Las tuberías de retorno y las de drenaje de las válvulas deben finalizar dentro del depósito y por debajo del nivel mínimo de aceite, para que siempre se encuentren llenas de líquido.

El depósito debe proyectarse de tal manera que sean perfectamente visibles con claridad los niveles de aceite, y también accesibles, el tapón de llenado, el tapón de drenaje del sistema y el filtro de retorno, si dentro del circuito se monta este tipo de filtros. Es necesario también proyectar el circuito de tal manera que se desmonte sin excesiva dificultad la tapa del depósito, con el objeto de proceder a la limpieza de su interior de forma periódica y a la limpieza del filtro de aspiración. Si sobre el depósito va montado el motor y la bomba de accionamiento del sistema, es conveniente apoyar el circuito sobre soportes anti-vibratorios con objeto de no transmitir las vibraciones que estos elementos originan a la máquina y al entorno de la misma, para reducir la contaminación del ruido.

En cuanto a **tuberías y racores**, debe procurarse se encuentren perfectamente limpios y libres de rebabas, cascarillas de soldadura, óxido y otros elementos perjudiciales.

Tanto las tuberías rígidas como las flexibles deben montarse bien alineadas y sujetas mediante las correspondientes bridas. Al montar éstas debe procurarse no obligar demasiado a los tubos a ocupar una determinada posición, ya que pueden crearse tensiones adicionales que perjudiquen a la resistencia del material de las propias tuberías.

Al montar los racores sobre los respectivos elementos del circuito, es preciso cuidar que el espárrago roscado de los mismos no haga tope en el fondo del agujero, ya que con ello no se garantizaría la total estanqueidad. Si se utiliza cinta teflón debe cuidarse también el posible desprendimiento de trozos de ésta.

Las tuberías de retorno del circuito deben dimensionarse de tal manera que no se originen en el retorno contrapresiones no permitidas. Tales tuberías deben finalizar bajo el nivel de aceite del depósito con el objeto de que siempre se encuentren llenas de fluido.

Las tuberías de aspiración de las bombas deben dimensionarse generosamente para que la aspiración tenga lugar sin depresiones que perjudiquen el buen funcionamiento de la bomba. Sobre todo debe evitarse la entrada de aire garantizando la estanqueidad del tramo comprendido entre el extremo del tubo y la mencionada bomba.

Las tuberías de drenaje de componentes tales como electroválvulas, reguladores, manómetros, sensores, presostatos y otros aparatos, se montaran de forma tal que queden, al final de las mismas, por encima del nivel de aceite del depósito, y montadas si es posible, al menos con una ligera inclinación con objeto de facilitar el drenaje.

Las **bombas y motores** de accionamiento deben montarse bien alineados, si tal montaje se lleva a cabo con los ejes en prolongación. Siempre que ello resulte la unión se realizará a través de acoplamientos elásticos. Si el motor y la bomba son de fijación por patas, será preciso mecanizar el asiento de ambos con objeto de facilitar la alineación mencionada.

Si la transmisión del motor y de la bomba se hace mediante correas, será preciso también controlar el tensado de la misma con objeto de no crear tensiones innecesarias de flexión en los ejes de ambos componentes y a la vez sobrecargar los rodamientos y cojinetes de apoyo.

En lo posible, y si el montaje de la bomba se hace fuera del depósito y sobre un soporte común al del motor, se aislará todo el conjunto de las posibles vibraciones y ruido mediante la utilización de soportes antivibratorios.

Respecto a **válvulas direccionales, de regulación, de control, de bloqueo**, en el montaje de cualquier elemento oleohidráulico del sistema deben eliminarse los tapones de las vías de conexión de tuberías, inmediatamente antes de proceder al montaje, para evitar con ello la penetración de suciedad en el interior de los mismos. Si el montaje no se realiza en ese momento, es preciso volver a tapar las mencionadas vías hasta que se instalen tales elementos de forma definitiva.

En virtud de que estos componentes se construyen con piezas que poseen unas tolerancias de fabricación muy estrechas, sobre todo en las válvulas. Ello significa que todos estos elementos deben montarse sobre bases perfectamente rígidas y

planas, con objeto de al ser atornilladas en sus correspondientes emplazamientos, no sufran deformaciones de ningún tipo. Los tornillos de sujeción también deben ser atornillados sin excesivos pares de apriete, por la misma razón.

Generalmente todos estos componentes pueden montarse en cualquier posición, pero es conveniente que las electroválvulas de corredera se monten en posición horizontal, con el objeto de que trabajen los electroimanes de una forma más equilibrada, ya que de esta forma el peso propio de la corredera apenas influye en el funcionamiento.

Debido a que el montaje de estos componentes no requiere una posición fija y determinada, como ocurre, por ejemplo, con los actuadores y con los captadores de información del circuito, se procurará que los aparatos susceptibles de ser manipulados durante el funcionamiento normal de la máquina, como ocurre con los reguladores de caudal, con los de presión, etc., queden montados del tal manera que el control de caudal o de la presión se lleve a cabo de la forma más cómoda posible.

Lo mismo cabe decir de otros dispositivos de control del sistema como los presostatos, los manómetros, los termómetros, etc., que deben ser instalados de forma tal que puedan ser visibles a distancia y por supuesto también accesibles. En el caso de los manómetros, y si éstos se encuentran en funcionamiento permanente, cuando ello sea posible se aislará con la correspondiente válvula de tres vías para evitar la fatiga del mecanismo y la de la aguja indicadora cuando no sea necesario observar la presión del circuito de forma continuada.

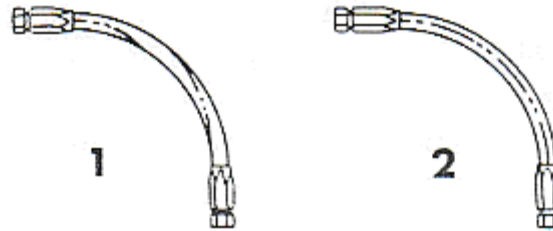
Se procurará que las conexiones eléctricas a los bornes de los aparatos se consigan con la hermeticidad adecuada, para que las posibles salpicaduras no causen ningún problema.

1 MAL

2 BIEN

Figura 5.2.13 Instalación correcta tubos flexibles – bucles

9. Evítense la torsión.- Los tubos se debilitan y los racores se aflojan durante el funcionamiento. Déjese suficiente longitud del tubo libre donde haga falta.



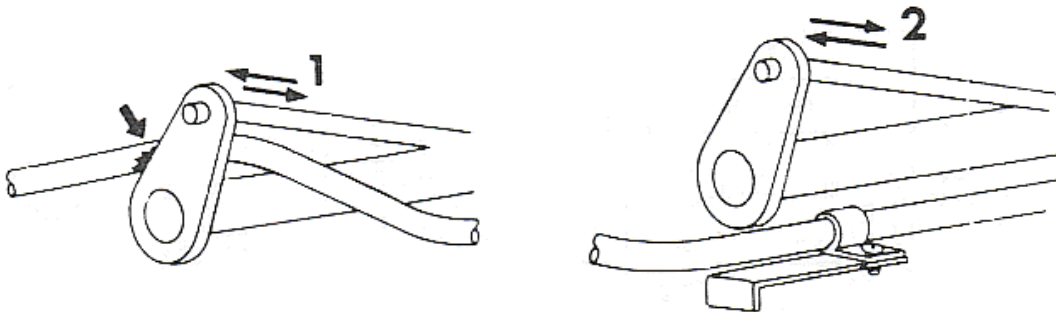
1 MAL

2 BIEN

Figura 5.2.14 Instalación correcta tubos flexibles – torsión.

Apriétese el racor sobre el tubo y no el tubo sobre el racor.

10. Evítense las rozaduras.- Fíjese el tubo mediante abrazaderas para que no pueda rozar por el movimiento de las piezas. Si no basta con esto, protéjase el tubo por medio de una coraza metálica.



1 MAL

2 BIEN

Figura 5.2.15 Instalación correcta tubos flexibles –rozaduras.

11. Evítense el calor.- Manténgase los tubos alejados del colector de escape y otras superficies calientes. Si el tubo no se puede alejar de estas zonas, protéjase con una pantalla.

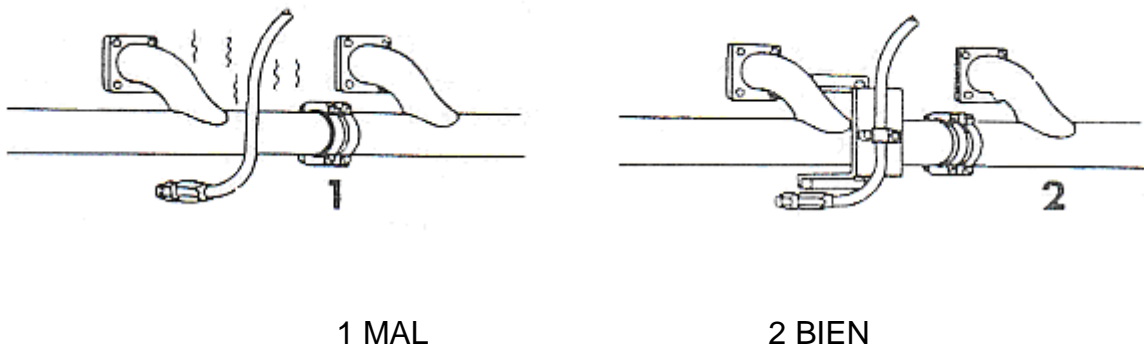
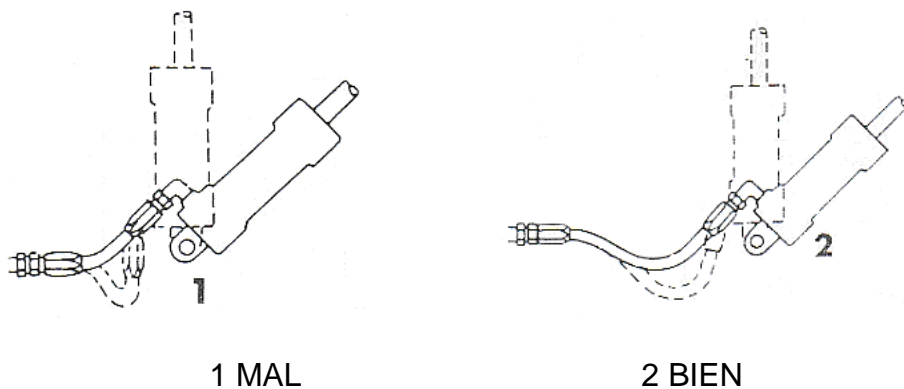


Figura 5.2.16 Instalación correcta tubos flexibles – calor.

12. Evítense las angulaciones agudas.- El ángulo mínimo que puede formar el tubo depende de su fabricación, sección y presión a que trabaja.



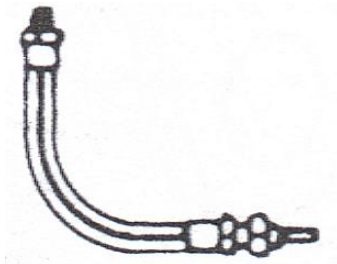
Instalación de Tubos:



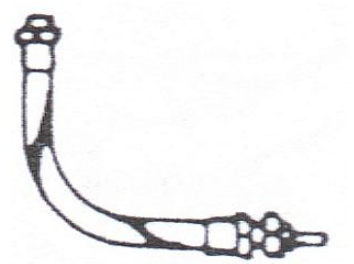
BIEN



MAL

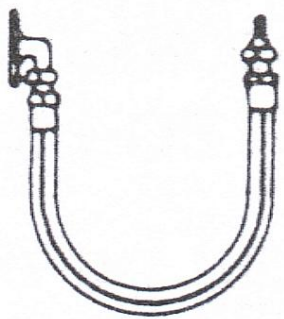


BIEN

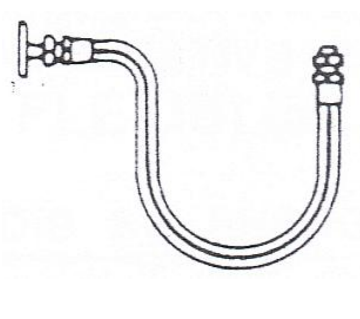


MAL

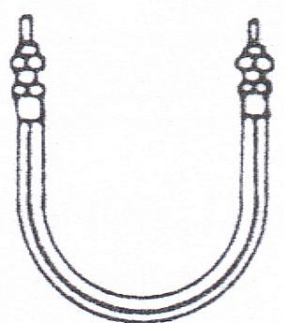
Instalación de Tubos:



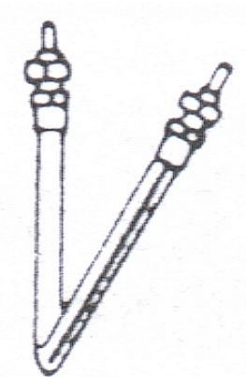
BIEN



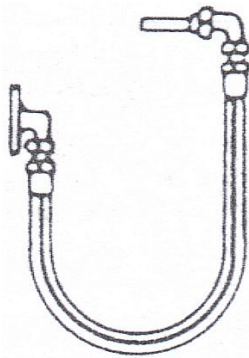
MAL



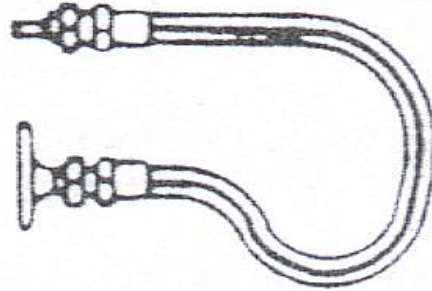
BIEN



MAL



BIEN



MAL

Figura 5.2.17 Instalación correcta tubos flexibles –angulaciones.

5.7 LOCALIZACIÓN DE AVERÍAS DENTRO DEL BANCO DE PRUEBAS.

Probablemente, la ayuda mayor para la localización averías proviene de la confianza que da el conocimiento del sistema. Puesto que cada uno de sus componentes tiene una finalidad determinada, debe entenderse completamente su construcción y características de funcionamiento. Por ejemplo, el saber que una electroválvula distribuidora puede ser accionada manualmente puede ahorrar un tiempo considerable en el desmontaje del solenoide defectuoso.

Es también importante conocer las capacidades del sistema. Cada uno de sus componentes tiene un caudal, par, o presión nominales máximos. Si se hace funcionar el sistema a valores más elevados, se aumenta muchísimo la posibilidad de fallos.

Deben conocerse y comprobarse siempre con un manómetro, las presiones correctas de funcionamiento del sistema. El esquema del circuito hidráulico debe llevar siempre anotadas estas presiones. En caso negativo, hay que suponer que la presión correcta de funcionamiento es la más baja que permita un racionamiento adecuado del sistema y sea inferior a la presión nominal máxima de

los componentes y de la máquina. Una vez hayan sido establecidas las presiones correctas, hay que anotarlas en el esquema hidráulico futuras referencias.

La comprensión del sistema incluye también el conocimiento adecuado de las señales de mando y niveles de realimentación.

Un proceso que no parece complicado como volver a colocar un sistema o el cambio de una pieza de un componente puede originar problemas. Los puntos que se comentan a continuación pueden ayudar a evitar complicaciones innecesarias.

- Cada componente del sistema debe ser compatible con los otros elementos del mismo. Como ejemplo, colocar un colador no adecuado a la entrada de una bomba puede originar cavitación con el daño consiguiente para la máquina.
- Todas las tuberías deben dimensionarse correctamente y estar libres de curvaturas restrictivas. Una tubería subdimensionada o con restricciones origina una pérdida de presión.
- Algunos componentes deben instalarse en una posición específica, con relación a otros componentes o tuberías. Por ejemplo, la carcasa de una bomba de pistones en línea, debe de estar siempre llena de fluido para fines de lubricación.
- Aunque no es esencial para el funcionamiento del sistema, la colocación de puntos adecuados de comprobación para lecturas de manómetro, facilita también la localización de averías.

La capacidad para reconocer indicadores de problemas en un sistema determinado se adquiere usualmente mediante experiencia. Para ayudar a este proceso, hay que analizar el sistema y desarrollar una secuencia lógica para los ajustes de las válvulas, fines de carrera mecánicos, enclavamientos, y controles

eléctricos. Frecuentemente, puede conseguirse el seguimiento de los caudales escuchando su paso por las tuberías o palpándoles para un calentamiento excesivo.

Trabajando regularmente con el sistema, puede desarrollarse una guía de causa y efecto de las averías, similar a las tablas que se presentan en este apéndice. El tiempo inicial invertido en este proyecto puede ahorrar posteriormente muchas horas de paro del sistema.

Aunque la localización y reparación de las averías son una parte normal del funcionamiento de un sistema, el tiempo de parada puede minimizarse realizando regularmente un sistema sencillo de mantenimiento basado en los tres puntos:

- Mantener una cantidad suficiente de fluido hidráulico correcto que esté limpio y tenga la viscosidad adecuada.
- Cambiar y limpiar frecuentemente los filtros y coladores.
- Mantener las conexiones lo suficientemente apretadas de forma que el aire no pueda penetrar en el sistema, pero sin distorsionarlas.

5.8 Mantenimiento del Banco de Pruebas para cilindros hidráulicos.

5.8.1 DIAGNÓSTICO DE LAS FALLAS.

Tanques o depósitos

Temperatura elevada. Causas:

- No hay suficiente refrigeración.
- El reservorio no disipa suficiente calor.

Aceite contaminado. Causas:

- Circuito contaminado.
- Filtro ambiente defectuoso.

- Tuberías o circuitos obstruidos.

Emulsión. Causas:

- Aceite inadecuado.
- Depresión en el depósito.
- Tubería de retorno encima del nivel de aceite.
- Cavitación.
- Entrada de aire.

Bombas y motores

La bomba o el motor hacen ruido. Causas:

- Entrada de aire por la aspiración.
- Cavitación.
- Obstrucción o aplastamiento del tubo de aspiración.
- Filtro de aspiración obstruido.
- Aceite demasiado caliente.
- Mala calidad del aceite o alta temperatura.
- Nivel de aceite bajo.
- Bomba o motor con piezas gastadas.

La bomba o el motor se calientan. Causas:

- Refrigeración inadecuada.
- Cavitación.
- Circuito parcialmente obstruido.
- Presión muy elevada.
- Velocidad de giro elevada.
- Bomba o motor gastados.
- Poco margen entre la presión de ceteado y la de trabajo.
- Filtro obstruido.

La bomba no eleva presión. Causas:

- Válvula de seguridad averiada o bloqueada.
- Eje de la bomba roto.
- Mala transmisión, motor eléctrico o mecánico bomba.
- Fugas grandes en el circuito.
- Válvulas defectuosas entre la bomba y el reservorio.
- Mala regulación de válvulas.

La bomba no da caudal o poco. Causas:

- Eje de la bomba roto.
- Entrada de aire por la aspiración.
- Nivel de aceite bajo o muy viscoso.
- Sentido de giro invertido (cambiar una fase).
- Filtro ambiente obstruido.
- Bomba descebada.
- Aire en el circuito.

Fugas en la bomba y el motor. Causas:

- Mala estanqueidad en los retenes.
- Fugas en el cuerpo.
- Mala estanqueidad de juntas.
- Cartuchos o piezas internas gastadas.

El motor no gira. Causas:

- Le llega poco caudal.
- Fugas internas o en el drenaje.

- Par bajo.
- Motor inadecuado.
- Carga inadecuada.

El motor no gira uniforme. Causas:

- Fugas internas.
- Motor gastado.
- Carga inadecuada.

El motor gira más lento que el caudal que le llega. Causas:

- Fugas internas.
- Presión de entrada baja.
- Demasiada temperatura.

Cilindros

Cilindro agarrotado. Causas:

- Suciedad en le circuito.
- Deformación vástago.
- Entrada de impurezas.
- Ha recibido algún golpe.
- Montaje inadecuado.

Funcionamiento a tirones. Causas:

- Presión y caudal irregular.
- Esfuerzos desiguales.

- Aparatos de regulación averiados.

Falta de fuerza. Causas:

- Comunicación juntas pistón.
- Reguladores de presión mal tarados.
- Agarrotamiento en vástago.
- Mal sistema de anclaje.

Filtros

Filtración inadecuada. Causas:

- Filtros obstruidos.
- Filtros de poca eficacia.
- Mantenimiento inadecuado.
- Demasiada suciedad en el aceite.
- Al estar el cartucho obstruido se abre la válvula antiretorno y el aceite pasa sin filtrar.

Tuberías

Vibraciones. Causas:

- Caudal pulsatorio bomba.
- Aire en el circuito.
- Regulación de presión inestable.
- Cavitación.
- Resonancia elementos mecánicos circuito.
- Tuberías mal fijadas.

Mala estanqueidad. Causas:

- Juntas gastadas o mal colocadas.

- Racores flojos.
- Tuberías con tensiones.
- Mala instalación.

Averías de los tubos flexibles:

Siempre que un tubo flexible se averíe prematuramente, se tiene que examinar detenidamente en busca de: grietas, pinchazos, rozaduras calentamiento, torsión longitudinal inadecuada o tipo inadecuado para el trabajo que realiza.

Grietas.- no siempre indica que el tubo sea inservible. Lo que importa es la profundidad de la grieta. Estas deben revisarse periódicamente en los circuitos de alta presión.

Pinchazos.- Son a veces muy difíciles de encontrar. Aunque se pierda muy poco aceite por ellos, este se puede acumular con el tiempo aumentando el riesgo de incendio.

Longitud incorrecta.- hace que este se estire en exceso por efecto de la presión, cuando es demasiado corto, o que quede muy suelto y expuesto a ser averiado por piezas móviles, cuando es muy largo.

Rozamiento.- desgasta la cubierta del tubo debilita las capas de refuerzo y es causa de averías prematuras. Los tubos flexibles deben fijarse con abrazaderas para que no se rocen, o aislarse con protectores.

El calor.- por ejemplo del escape del motor puede averiar los tubos. Hay que disponerlos en forma que pasen a distancia de las partes calientes o se apoyen sobre defensas que impidan el contacto directo con el hierro caliente.

La torsión.- puede estrangular el paso de aceite ya averiar el tubo. Los tubos se fabrican de forma que se puedan doblar o flexionar, pero no está previsto que se puedan torsionar. La causa más frecuente de que un tubo quede torsionado es que se acople incorrectamente a una pieza en movimiento.

Para corregir, en parte, esta situación se fija el tubo por medio de una abrazadera en el punto en que empieza la torsión. De esta forma se hace que el tubo se mueva en dos planos. Siempre que sea inevitable que se produzca la torsión del tubo, convendrá dejar éste lo más largo posible.

El colapso del tubo de aspiración se puede producir solamente en la capa más interna, cuando empieza a envejecer el tubo, obstruyendo el paso del aceite, sin que se aprecie ninguna anomalía exterior del tubo.

El colapso de un tubo de aspiración se reconoce porque la bomba se vuelve ruidosa, falta presión de aceite o el sistema parece trabajar como si fuera de goma o no responde en absoluto.

5.8.2 FALLAS DE LAS VÁLVULAS Y SUS SOLUCIONES.

Las fallas más frecuentes que se pueden dar por el mal funcionamiento de las válvulas estará dado por:

1) La carga desciende con la válvula de control en punto muerto.

Tuberías de aceite rotas o que pierden, entre la válvula de control y el cilindro:

Solución: Buscar puntos de pérdida. Apretar o cambiar las tuberías. Examinar las superficies de cierre de los acopladores en busca de irregularidades.

Fugas de aceite por las empaquetaduras o juntas tóricas de los cilindros:

Solución: Cambiar las piezas gastadas. Si el desgaste ha sido causado por la contaminación del aceite, limpiar el sistema hidráulico y buscar el origen de la contaminación.

Fugas a través de la válvula de control o de las válvulas de alivio:

Solución: Limpiar o cambiar las válvulas. El desgaste puede haber sido causado por la contaminación. Limpiar el sistema y averiguar el origen de la contaminación.

2) La válvula de mando se agarrota o trabaja dura:

Varillaje mal instalado:

Solución: Instalar bien el varillaje y engrasar las articulaciones.

Tornillos de fijación demasiado apretados (en válvulas múltiples apiladas):

Solución: Apretar estos tornillos con el par recomendado por el fabricante.

Válvula rota o rayada internamente:

Solución: Reparar las piezas rotas o rayadas. Buscar la causa que las rayó.

3) La válvula de mando pierde aceite:

Tornillos de fijación demasiado flojos (en válvulas múltiples apiladas):

Solución: Apretar los tornillos con el par recomendado por el fabricante.

Juntas tóricas gastadas o estropeadas:

Solución: Cambiar las juntas tóricas (especialmente entre las válvulas apiladas).

Si la contaminación ha sido la causa del desgaste de las juntas tóricas, limpiar el sistema y buscar el origen de la contaminación.

Piezas de válvulas rotas:

Solución: Si la válvula tiene grietas, averiguar la causa, que podría ser el exceso de presión o la conexión incorrecta de los tubos flexibles.

5.8.3 FALLAS DE LAS JUNTAS Y SUS SOLUCIONES.

El sistema hidráulico más perfecto y complejo sigue dependiendo de la bondad de las juntas, por simples que sean, para su buen funcionamiento. Se dice además que una junta hermética perfecta no debe perder (dejar pasar aceite).

En aplicaciones dinámicas, por ejemplo es conveniente que haya una pequeña pérdida para que se forme una película que lubrique el eje en rotación.

En la práctica se considera que una junta hermética no pierde cuando, habiendo estado en funcionamiento continuo, es muy difícil encontrar fugas o pérdidas de aceite. Es decir, cuando no se forman gotas ni manchas de aceite.

Claro está que las fugas internas son siempre mucho más difíciles de descubrir, requiriéndose para ello aparatos de pruebas especiales.

La buena utilización de las juntas requiere que se emplee siempre la más adecuada para cada caso y que se instale correctamente. Casi todas las juntas son frágiles y se estropean fácilmente al montarlas.

Por eso es necesario conservar la junta en su envase protector hasta el momento de instalarla. Deben guardarse en un lugar fresco y seco y al abrigo de la suciedad. Las juntas deben tratarse como los rodamientos de precisión.

Una regla general que debe cumplirse siempre es la de cambiar todas las juntas que se han tenido que sacar de sus alojamientos al desmontar y despiezar cualquier componente hidráulico.

El precio de varias juntas es muy reducido en comparación con lo que cuesta rehacer un trabajo en un sistema hidráulico para corregir fugas de aceite.

Las juntas herméticas modernas se fabrican de cuero, plásticos, y requieren cuidados especiales. A continuación se indican cuidados de carácter general que requieren las juntas:

Antes de desmontar un componente hay que averiguar las causas por las cuales se esta perdiendo líquido.

De esta manera se ahorran reparaciones que hay que repetir cuando la causa de la pérdida no era solamente el dado por el estado de la junta.

Antes de limpiar la zona de la junta, hay que localizar el trayecto de la pérdida del líquido. En algunos casos no es la junta la responsable por la pérdida de líquido. Este puede salir por tornillos flojos, grietas en las cajas o racores mal apretados. Examinar el exterior de la junta para ver si está húmedo o seco.

En caso de estar húmedo hay que distinguir entre fuga de aceite y simple formación de una película lubricante.

Para el desmontaje de la junta se tiene que seguir buscando las causas de la pérdida. La junta se debe examinar por fuera y por dentro. Las manchas indican por donde pierde.

A continuación se indican los diferentes tipos de fallas de los sellos:

TIPO DE FALLA	CONDICIONES VISIBLES	PROBABLE CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
ENDURECIMIENTO	a) Endurecimiento de la superficie dinámica causado por rajaduras.	Calor generado por la alta velocidad axial.	Uso sello especial Menor velocidad de carrera
	b) Endurecimiento de todo el sello. Pérdida de elasticidad.	Alta temperatura del fluido. Deterioro del fluido. Compatibilidad del sello al fluido.	Menor temperatura del fluido. Renovar fluido. Cambiar geometría del sello.

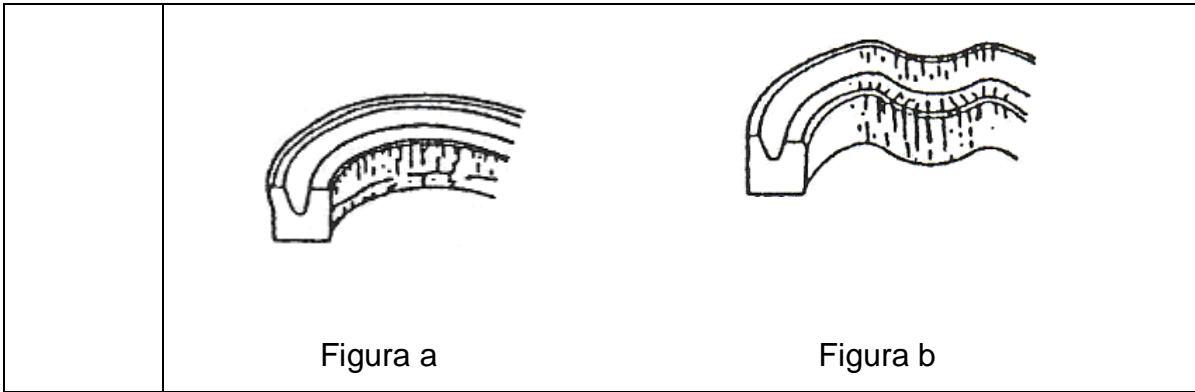
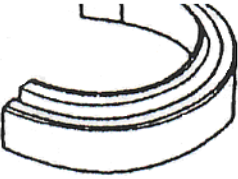




Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos

DESGASTE	<p>c) Cara dinámica brillante similar a espejo.</p>	<p>Lubricación insuficiente.</p>	<p>Chequear viscosidad del aceite. Usar otro sello alternativo.</p>
	<p>d) Desgaste del labio dinámico en forma ovalada.</p>	<p>Camisa o pistón no concéntrico.</p>	<p>Mecanizado excesivo para dimensiones de sellos. Reemplazo de la camisa o eje.</p>
	<p>e) Desgaste anormal en un lado del labio dinámico.</p>	<p>Desgaste rodamiento o anillo. Excesiva carga lateral.</p>	<p>Reemplazar rodamiento. Incremento área rodamiento.</p>
	  		
	Figura c	Figura d	Figura e


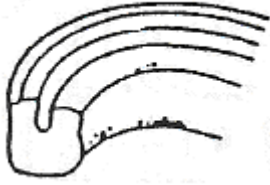
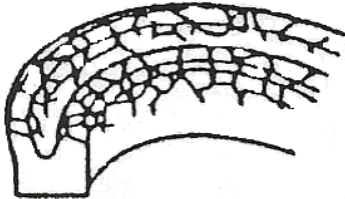
RAYADURAS	f) Corte o abolladura en el labio.	Inadecuado almacenaje. Inapropiada herramienta para instalación.	Almacenar apropiadamente el repuesto. Herramientas sin filo cortante.
	g) Rayaduras en el lado dinámico.	Picaduras en el eje o camisa. Impurezas en el fluido.	Rectificar partes metálicas. Purgar el sistema.
	 <p style="text-align: center;">Figura f Figura g</p>		

Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos
Continuación.

HINCHAZÓN	h) Material suave con deformación.	Absorción del fluido. Fluido y sello incompatible. Agua en el sistema.	Cambio de material del sello o del fluido. Purgar el sistema.
-----------	------------------------------------	--	--

	 <p style="text-align: center;">Figura h</p>		
DETERRIORO	i) Agrietaduras y pérdida de elasticidad. Material se rompe con facilidad.	Alta temperatura del fluido. Exposición a la intemperie o a la luz del sol.	Disminuir temperatura del fluido. Almacenar sellos en lugares apropiados.
	 <p style="text-align: center;">Figura i</p>		
RAJADURAS	j) Cortes axiales en el lado dinámico.	Impurezas metálicas en el sistema. Implosión de burbujas de aire.	Purgar el sistema. Desalojar aire del sistema.

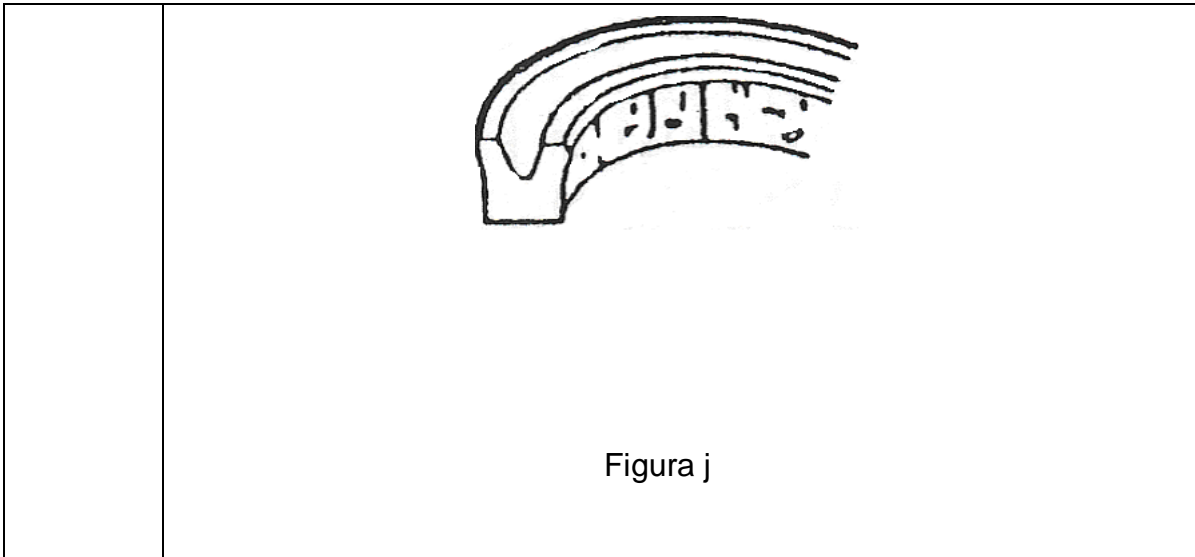

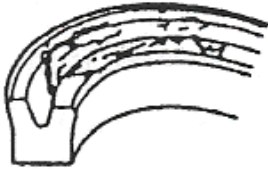
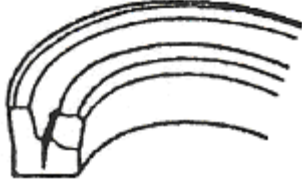


Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos

Continuación.

EXTRUSIÓN	k) Material extruido en la inclinación del lado dinámico.	Espacio demasiado amplio entre las superficies de contacto. Presión extrema.	Usar anillo anti-extrusión. Use sellos alternativos para altísima presión.
	l) Material extruido en el lado estático del sello.	Superficie de contacto irregular. Sobre dimensión del sello.	Maquinar superficie. Corregir medida del sello.
	<div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-top: 10px;"> <div style="text-align: center;"> <p>Figura k</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Figura l</p> </div> </div>		

FRACTURA

<p>m) Pedazos de material desprendido del lado dinámico.</p>	<p>Excesiva contra presión.</p>	<p>Revisar válvulas de alivio.</p>
 <p>Figura m</p>		
<p>n) Lado de la presión del sello quemado y roto.</p>	<p>Explosión de aire residual a alta presión.</p>	<p>Chequear máxima presión del sistema. Purgar aire del sistema.</p>
 <p>Figura n</p>		
<p>o) Largas rajaduras en el labio de la presión.</p>	<p>Picos frecuentes de alta presión. Baja temperatura de arranque del sistema.</p>	<p>Usar geometrías alternativas de sello. Calentar el sistema antes de aplicar presión.</p>
 <p>Figura o</p>		

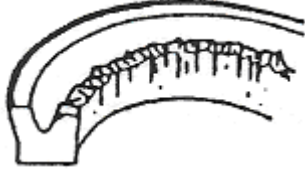
p) Rotura de todo el labio dinámico.	Deterioro del material del sello o del fluido.	Usar materiales alternativos para el sello. Purgar el sistema.
		
Figura p		

Figura 5.4.3.1 Tipos de fallas en sellos.²⁴

5.4.4 FILTROS Y LA CONTAMINACIÓN DEL ACEITE.

El fluido hidráulico posee una gran importancia en el circuito, ya que el buen funcionamiento del circuito depende en gran medida de él. La mayoría de las averías que tienen lugar en los circuitos hidráulicos, de forma directa o indirecta, son debidas a la elección inapropiada o al uso indebido del aceite.

Aún con la correcta elección del aceite y los aditivos que a veces lleva incorporado, el aceite también se deteriora con el paso del tiempo ya que envejece con el uso y también puede deteriorarse prematuramente al someterse a altas temperaturas. Pero el problema mayor proviene de la falta de limpieza, bien por no usar filtros, usarlos inadecuadamente, o bien porque en la misma fabricación y montaje de los componentes no se ha tenido en cuenta una rigurosa limpieza de todo el interior del circuito por donde discurre el aceite.

²⁴ Catálogo de Sellos y empaques, Hércules Hydraulics. USA. 1999.

También es preciso añadir que la limpieza y el cuidado del aceite y de esos componentes por donde pasa, es independiente del tipo de máquina o mecanismo que se accione mediante esta técnica. La contaminación del aceite obedece a varias causas y puede provocar un incorrecto funcionamiento de la máquina. De entre los elementos o factores que pueden encontrarse en el aceite y que más contribuyen a contaminarlo pueden destacarse los siguientes: partículas de metal, resto de goma, plásticos, fibras, cinta de teflón, restos de pintura, de óxido y de cascarilla de soldadura, polvo, suciedad en general, arenilla, etc. La degradación del aceite puede ser debida a otras causas diferentes, como por ejemplo, la oxidación, el exceso de presión en el aceite, la espuma indeseable y la presencia de agua o burbujas de aire en el seno del mismo.

Las partículas metálicas pueden ser arrastradas desde algunos componentes que al ser fabricados han quedado adheridas al interior o bien el interior no se ha limpiado con rigurosa meticulosidad, pero también puede proceder del fuerte rozamiento que se produce al roscar los racores de unión de las tuberías en los correspondientes elementos del circuito. En cuanto a restos de goma, fibras, plásticos, etc., pueden proceder, por ejemplo, del mismo montaje de los racores y de los elementos de estanqueidad utilizados en la unión. Los restos de óxido, cascarillas de soldadura, arenilla, etc., pueden proceder también de los componentes mencionados y también de la soldadura de bridas de los tubos rígidos, del curvado de tubos, etc.

Otra de las causas es la temperatura elevada que soporta el aceite, ya que se recomienda que en los casos más normales, no supere los 65C aproximadamente. Para ello es preciso situar los tanques alejados de focos de calor.

Tabla 5.4.4.1 Causas y efectos de los agentes contaminantes.²⁵

CONTAMINANTE	CARÁCTER	PROCEDENCIA Y NOTAS
Subproductos ácidos	Corrosivo	Descomposición del aceite. Puede también proceder de la contaminación por agua de los

²⁵ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 134.

		fluidos Ester fosfóricos.
Agua	Bloqueo	Descomposición del aceite.
Lodos	Emulsión	Presente ya en el fluido o introducida por fallo en el sistema o por descomposición de los inhibidores de la oxidación.
Aire	Soluble	Efecto que puede ser controlado por los aditivos antiespumantes.
	Insoluble	Exceso de aire debido a una purga de aire no adecuada, un diseño incorrecto del sistema, o fugas de aire.
Otros aceites	Miscible pero puede reaccionar	Uso de aceite no adecuado para rellenar el depósito, etc.
Grasa	Puede o no puede ser miscible	Desde los punto de lubricación.

Continuación: Tabla 5.4.4.1 Causas y efectos de los agentes contaminantes.²⁶

Escamas	Insoluble	De las tuberías no limpiadas adecuadamente antes de su instalación.
Partículas metálicas	Insoluble con acción catalítica	Puede ser originada por contaminación del agua, controlable con aditivos antioxidación.
Grumos de pintura	Insoluble, bloqueo	Pintura en el interior de un depósito antiguo no compatible con el fluido.
Partículas abrasivas	Abrasivo y bloqueo	Partículas transportadas por el viento (pueden eliminarse con un filtro de aire).
Partículas de	Bloqueo	Rotura de las juntas. Comprobar el fluido y su

²⁶ ROYO, Carnicer Oleohidráulica – Conceptos Básicos, Madrid: Thomson, 2003. p. 134.

elastómeros		compatibilidad con las juntas.
Partículas de materiales aislantes	Bloqueo	No deben utilizarse elementos de estanqueidad en las uniones de las tuberías.
Arena	Abrasivo y bloqueo	No debe utilizarse arena para rellenar al manipular el doblado de las tuberías.
Partículas adhesivas, fibras textiles	Bloqueo	En las juntas no deben utilizarse adhesivos ni otro material. Sólo pueden usarse paños o trapos sin hilachas para limpiar o tapar los componentes desmontados.

Al proyectar el circuito debe procurarse limitar en lo posible la actuación de las válvulas de seguridad o de máxima presión, ya que descargan a la máxima presión y es a costa de consumir potencia del motor. Potencia que se transforma de forma inmediata en calor y, por tanto, en una elevación de la temperatura del aceite.

También es preciso hermetizar bien la tapa del depósito y asegurarse también de que el aceite que se introduzca perfectamente filtrado en el interior de éste. Las diferencias de nivel que continuamente se producen durante el trabajo en el depósito, permite que de forma intermitente, pero continuada mientras trabaja la máquina, penetre el aire del exterior al depósito y viceversa. Es preciso pues que el aire del exterior penetre filtrado a través, por ejemplo, del filtro que suele llevar incorporado al propio tapón de llenado o de otro filtro montado a tal efecto.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EN EL BANCO DE PRUEBAS

6.1 VERIFICACIÓN DE LAS VARIABLES OBTENIDAS.

Para que un sello hidráulico trabaje correctamente debemos garantizar que las condiciones de funcionamiento sean las adecuadas. Nos referimos a:

- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Líquido de trabajo.
- Velocidad de trabajo.

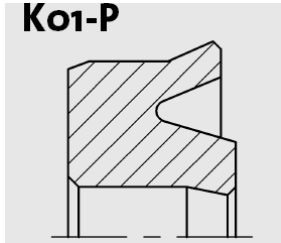
El banco de pruebas para cilindros estará en capacidad de analizar las variables de presión y temperatura. El líquido de trabajo y la velocidad son condiciones únicas que no podríamos analizar ya que ello implicaría usar un aceite diferente para cada prueba y una bomba hidráulica diferente para cada ensayo; lo que es descartado para este proyecto.

En consecuencia, se enfocará en la presión y la temperatura ya que sus rangos de trabajo se los conoce por anticipado.

Una vista breve a los perfiles hidráulicos permite clasificarlos de la siguiente manera:

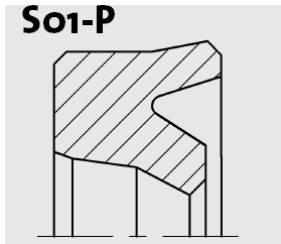
- Pistón → Perfil K

Ko1-P



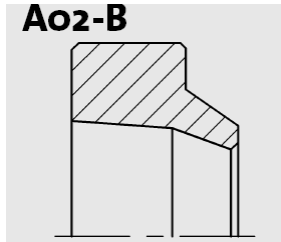
- Vástago → Perfil S

So1-P

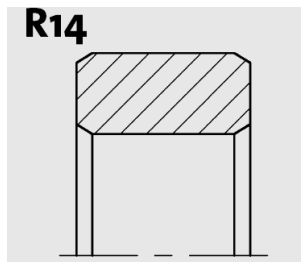


- Limpiador → Perfil A

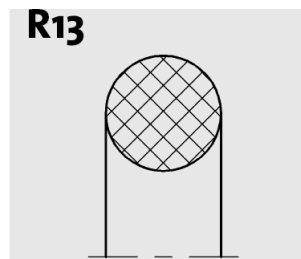
Ao2-B



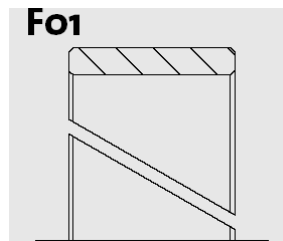
- Faja → Perfil R14



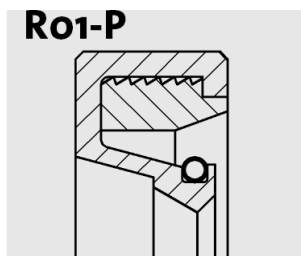
- O´ring → Perfil R13



- Anillos → Perfil F



- Rotativo → Perfil R



Ahora; se escoge el caso de un sello normal para pistón hidráulico perfil K01. Pertenece a un gato de levantamiento de una cargadora Caterpillar. Las condiciones del sistema hidráulico indican una presión de funcionamiento

promedio de 13,78 MPa (2000 psi), por lo cual tomaremos este rango para realizar las pruebas. La geometría del sello aplicado en este caso es la siguiente:

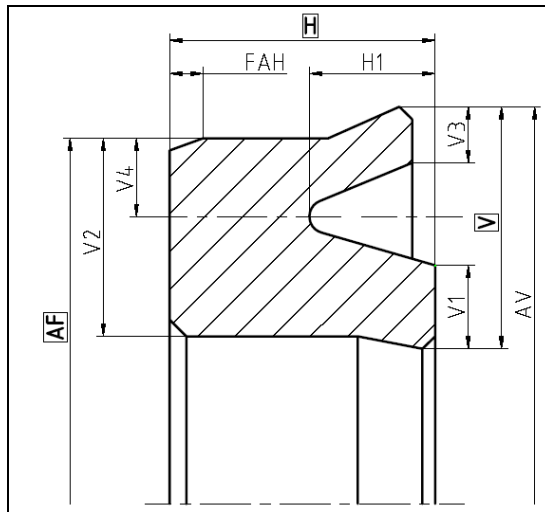


Figura 6.1.1 Perfil geométrico de un Sello Hidráulico K01

El material utilizado para la fabricación del sello es el poliuretano verde para uso hidráulico. Según la geometría descrita las condiciones de trabajo son:

Temperatura	Max. Veloc.	Max. Presión Operación
-30 a 110°C	0,5 m/s	400 bar (5800 psi)

El entorno del programa consta de las siguientes partes que se detallan a continuación:

INICIO.- En esta pestaña constan los datos generales del proyecto:



Figura 6.1.2 Entorno LabView – INICIO.

DIAGRAMAS.- En esta pestaña se presenta un esquema tanto hidráulico como de instrumentación con la finalidad de ubicar cada elemento del que se compone el banco con las respectivas señales que producen mencionados elementos.

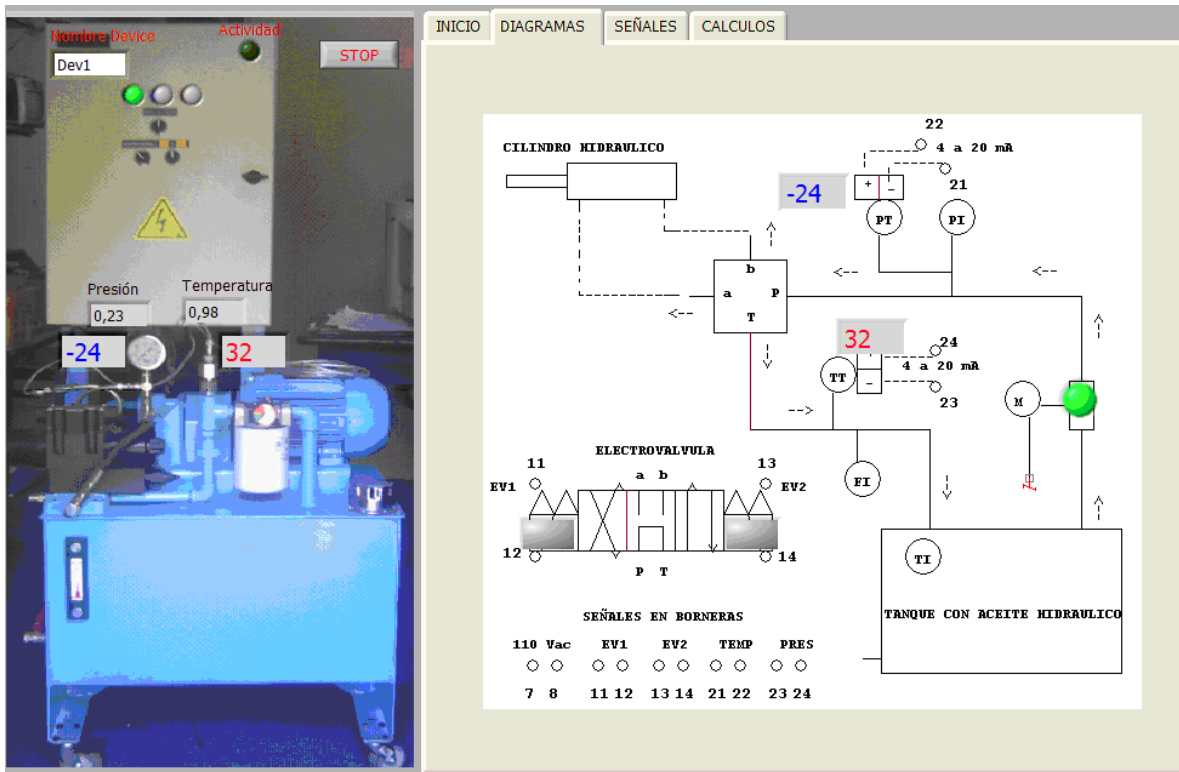


Figura 6.1.3 Entorno LabView – DIAGRAMAS

SEÑALES.- Esta pestaña esta compuesta de los siguientes elementos:

Señal de presión.- Este diagrama nos muestra la presión, a manera de indicador y gráficamente, del cilindro el momento del ensayo a tiempo real.

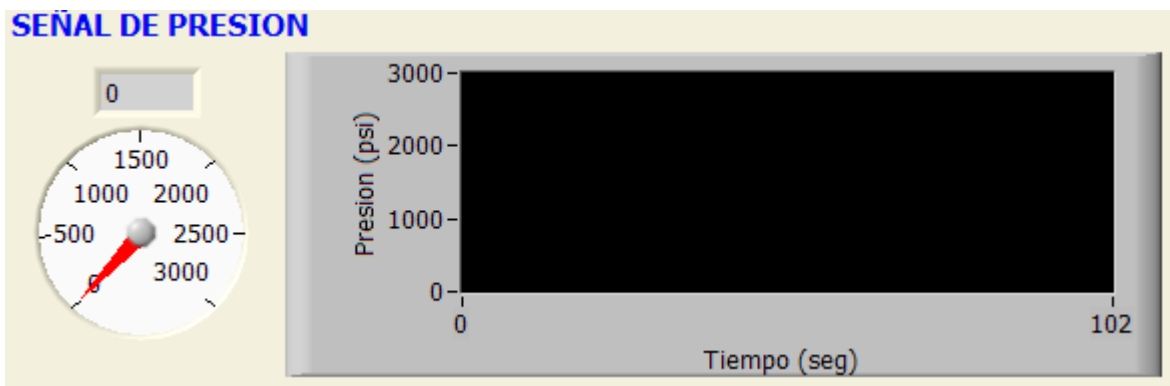


Figura 6.1.4 Entorno LabView – SEÑAL PRESION

Señal de temperatura.- Este diagrama nos muestra la señal de temperatura enviada por la termocupla a tiempo real del cilindro hidráulico.

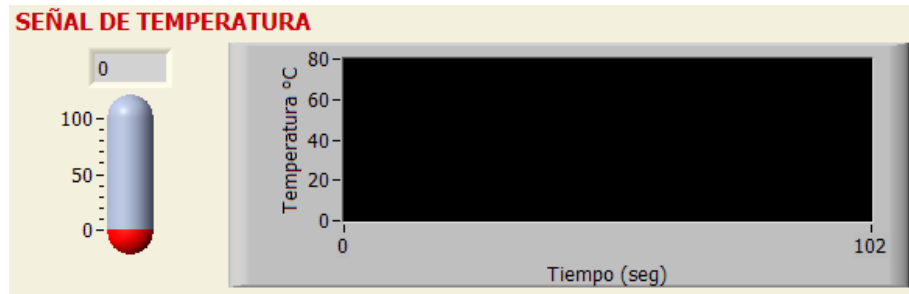


Figura 6.1.5 Entorno LabView – SEÑAL TEMPERATURA

Control Botones Automático.- Este panel permite controlar el accionamiento del motor y control de la electro-válvula.

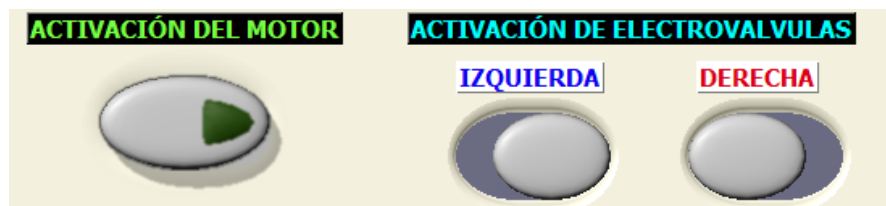


Figura 6.1.6 Entorno LabView – BOTONERA AUTOMÁTICA

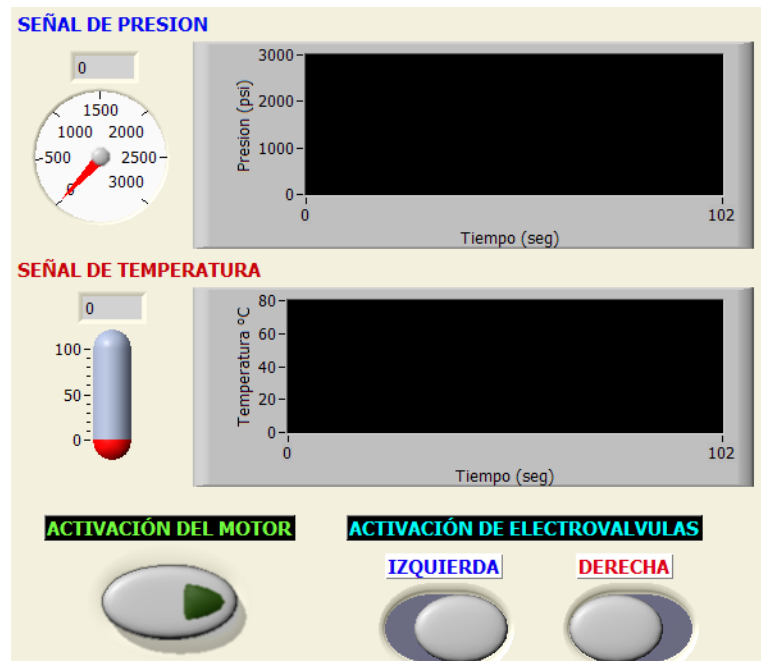


Figura 6.1.7 Entorno LabView – SEÑALES

CÁLCULOS.- Esta pestaña presenta datos importantes como velocidades, áreas y tiempos en función de los datos del cilindro hidráulico los cuales son:

- Diámetro eje.
- Diámetro camisa.
- Carrera.

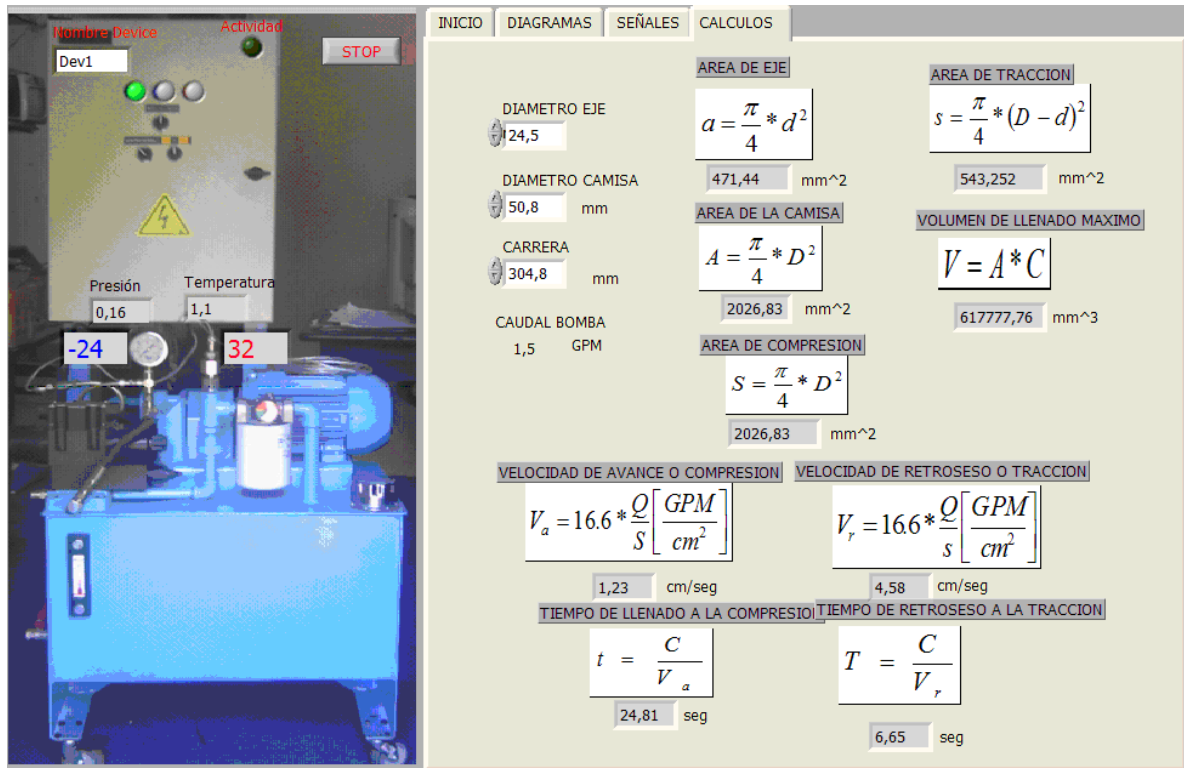


Figura 6.1.8 Entorno LabView – CÁLCULOS ADICIONALES

6.1.1 TEMPERATURA DEL ACEITE.

La temperatura de operación según el manual de operación de la máquina no sobrepasa los 70°C. Durante la puesta a prueba del cilindro en tensión los resultados de la temperatura en el transcurso del tiempo son:

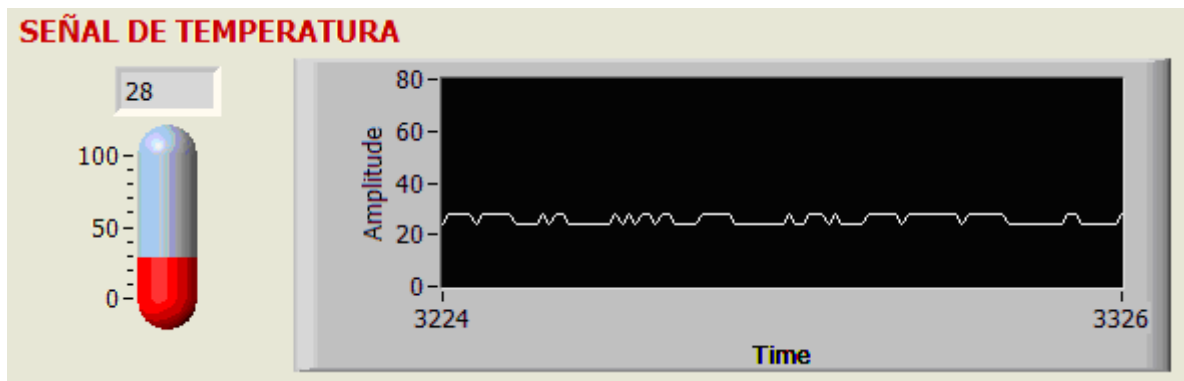


Figura 6.1.1.a Señal de Temperatura – Entorno LabView

El gráfico muestra la medición de la temperatura dada por la termocupla en el momento de registrar los datos mediante la tarjeta de adquisición de datos. Temperatura promedio de 28C.

PRESIÓN.

El cilindro se presurizó a 3,44 MPa (500 psi) para comprobar que no existieran fugas. El resultado de la presión en el tiempo es el siguiente:

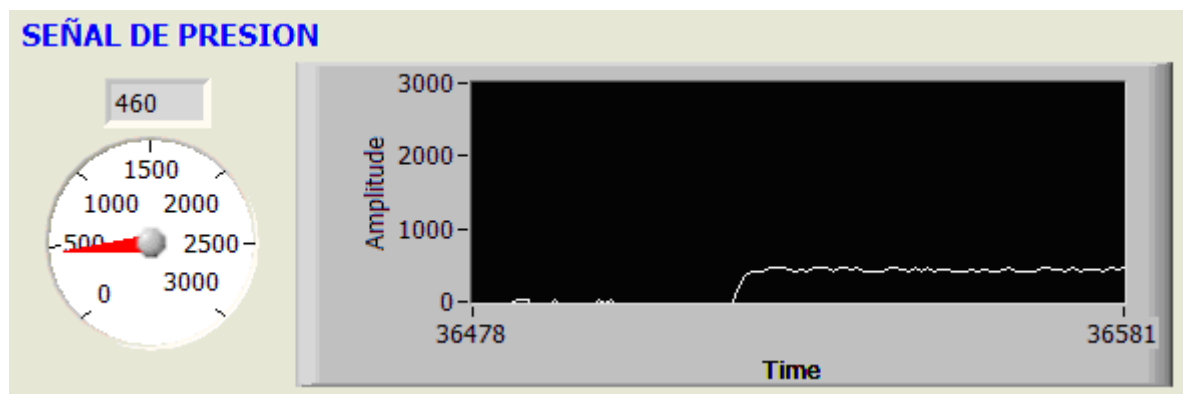


Figura 6.1.2.a Señal de Presión – Entorno LabView

6.1.3 TIEMPO.

Se decidió aplicar un tiempo de 2 minutos para cada presurización del cilindro. Normalmente en condiciones normales el tiempo es menor en vista de que podría dañar la caja de válvulas de distribución. Se comprobó que no existen fugas.

6.2 DETERMINACIÓN DE ERRORES.

Para la conversión de datos de voltaje del sensor de presión se procedió a receptor los mencionados voltajes enviados por la tarjeta en función del cambio de presión dada por el manómetro tal como muestra la siguiente tabla y gráfica de voltaje y presión:

Tabla 6.2.1 Conversión Voltaje Presión

VOLTAJE	PRESION
0	0
0,6	62,5
0,9	125
1	187,5
1,2	250
1,5	312,5
1,7	375
1,9	437,5
2,1	500
2,3	550
2,5	600
2,7	650
2,9	700
3,1	750
3,2	800
3,3	850
3,5	900
3,6	950
3,7	1000
3,8	1050
3,9	1100
4	1150
4,1	1200
4,1	1250
4,2	1300
4,2	1350
4,3	1400

Continuación: Tabla

6.2.1 Conversión Voltaje Presión

4,4	1450
4,4	1500
4,5	1550
4,5	1600
4,5	1650
4,6	1700
4,6	1750
4,7	1800
4,7	1850
4,7	1900
4,8	1950
4,8	2000
4,9	2050
4,9	2100
4,9	2150
5	2200
5	2250
5,1	2300
5,1	2350
5,1	2400
5,1	2450
5,2	2500

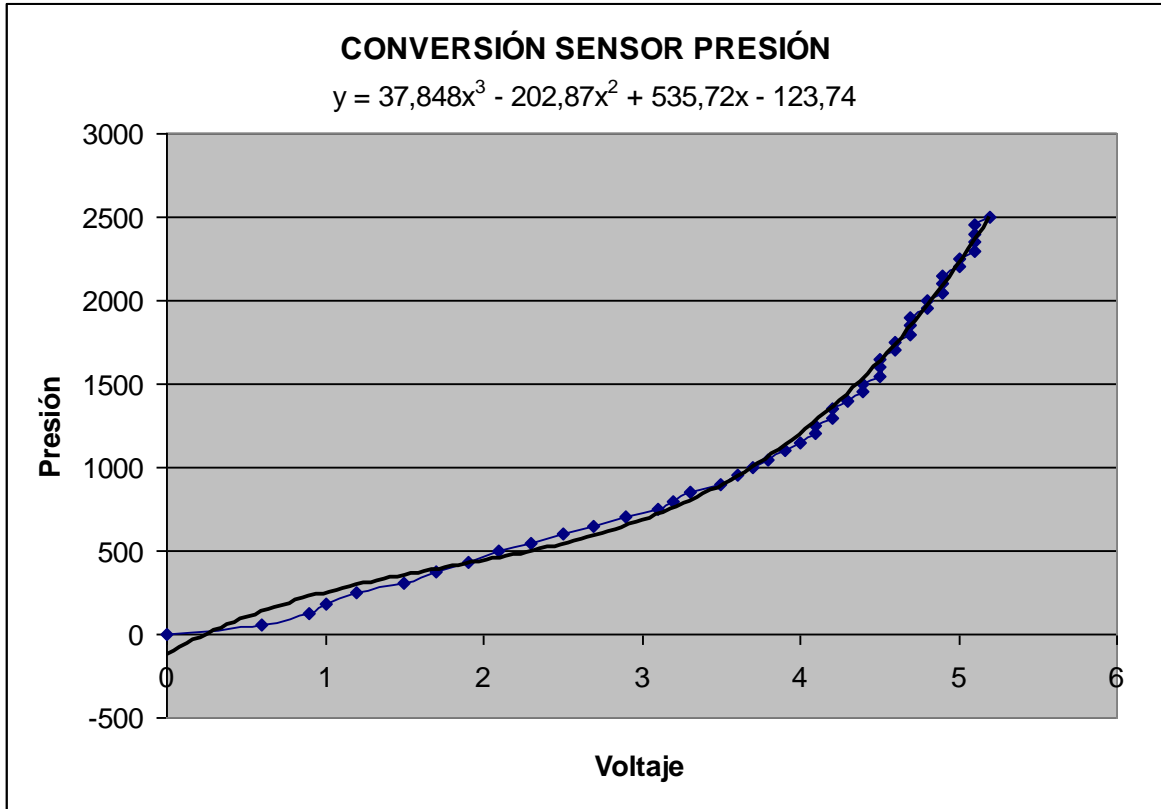


Figura 6.2.1 Gráfica Presión en función del Voltaje.

La ecuación de la curva nos muestra el voltaje en el eje de las X que es el dato obtenido de la tarjeta que será remplazado en la ecuación de grado tres para visualizar la presión en la magnitud real dada por el manómetro, la misma que se encuentra en el programa madre de control tal como se muestra en la siguiente figura:

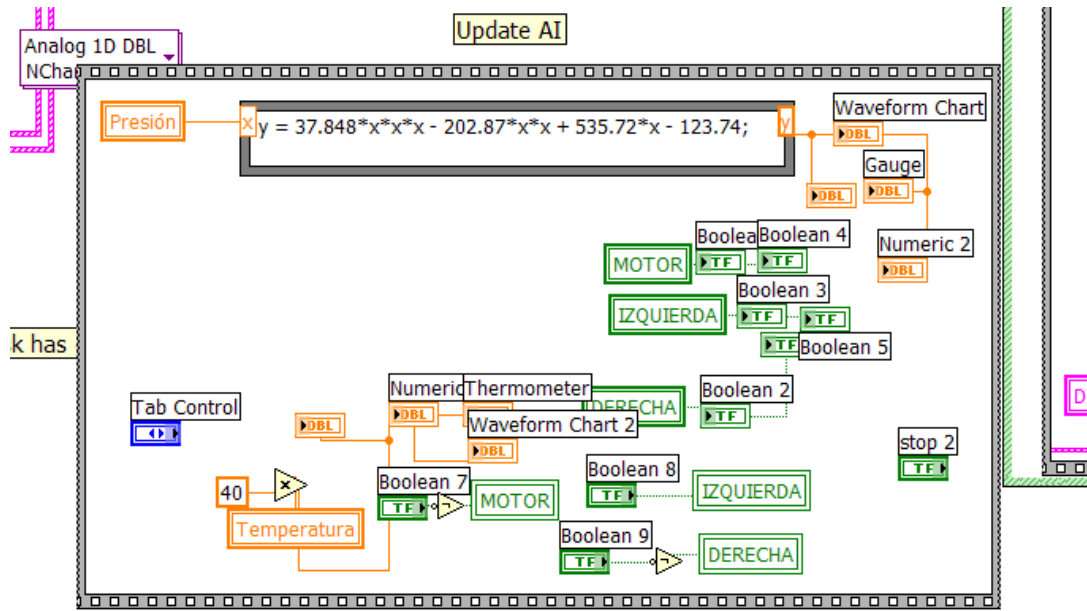


Figura 6.2.2 Transformación del voltaje en presión en LabView.

La visualización del manómetro en el programa nos da un error de $\pm 0,13$ MPa (20 psi) con respecto a la lectura que se obtiene del manómetro ubicado en el banco.

6.3 RECOMENDACIÓN AL CLIENTE.

El funcionamiento adecuado es resultado no solamente de la calidad y diseño del sello sino también del estado de las piezas metálicas. Es así que se recomienda al cliente una correcta instalación conjuntamente con una revisión minuciosa tanto de la camisa, eje y alojamientos.

En lo que respecta a la camisa se debe considerar:

- No existan rayaduras ni picaduras en la camisa ya que reducen la vida útil de los sellos.
- No exista ovalidad dentro de la camisa ya que requiere la fabricación de sellos con mayor ajuste para garantizar el sellado interno.

CAPÍTULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO.

COSTO DEL PROYECTO

En la siguiente tabla se detalla los materiales usados con sus respectivos costos en dólares, al 1 de Julio del 2006.

Tabla 7.1 Materiales del banco

Cant.	Descripción	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
			USD	USD
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS				
1	Tarjeta de adquisición de datos National Instrument	uni	158,77	158,77
1	Tarjeta USB	uni	134,40	134,40
1	Cable USB tipo A – B	uni	25,00	25,00
SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA				
1	Case	uni	15,00	15,00
1	Adaptador de 24 V DC	uni	30,00	30,00
1	Tablero eléctrico de control y Potencia	uni	420,00	420,00
SENSORES (INCLUYE ELEMENTOS DE ADAPTACION AL PROCESO)				
1	Sensores de Presión	uni	245,00	245,00
1	Sensor de Temperatura	uni	65,00	65,00
1	Transductor de temperatura	uni	100,00	100,00
1	Cola de chancho	uni	18,00	18,00
1	Termopozo	uni	33,60	33,60
1	T de alta presión 1 plg	uni	12,00	12,00
1	Reducción 1/2 a 3/4 plg	uni	4,90	4,90
1	Reducción 3/4 a 1 plg	uni	6,50	6,50

Tabla 7.1 Materiales del banco

SISTEMA HIDRÁULICO SUCCIÓN Y RETORNO				
<i>SUCCIÓN</i>				
1	Tanque de reserva	uni	100,00	100,00
1	Filtro de Succión Marca Stuff de 3/4	uni	24,99	24,99
1	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	0,80
1	Universal de media para retirar el filtro	uni	2,50	2,50
1	Neplo de 30 cm de 1/2	uni	3,50	3,5,00
2	Neplos corridos	uni	0,30	0,60
2	Codos de 1/2 x 90	uni	0,70	1,40
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ	uni	2,70	2,70
<i>RETORNO</i>				
1	Neplo de 1/2 de 16 cm	uni	1,50	1,50
1	Codo de 1/2	uni	0,70	0,70
1	Universal de media para retirar el filtro de retorno	uni	2,50	2,50
1	Neplo de 1/2 x 2 1/2	uni	0,40	0,40
1	Neplo corrido de 1/2	uni	0,30	0,30
1	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	0,80
2	Codo cachimba de 3/4	uni	1,40	2,80
1	Neplo de 3/4 x 30 cm (recorte a 45°)	uni	3,00	3,00
1	Filtro de descarga o retorno 10 micras de celulosa	uni	13,99	13,99
1	Manómetro de saturación	uni	16,00	16,00
1	Respiradero	uni	23,25	23,25
<i>DRENAJE</i>				
1	Válvula de bola de 1/2	uni	6,50	6,50
1	Tapón de 1/2	uni	1,50	1,50
2	Bushing de 3/4 a media	uni	0,80	1,60
1	T de 3/4	uni	2,50	2,50
1	Neplo corrido de 1/2	uni	0,30	0,30
9	Pernos de 1/4 x 1/2 UNC	uni	0,30	2,70
1	Visor de Nivel (con termómetro)	uni	30,00	30,00

Tabla 7.1 Materiales del banco

PRESIÓN				
1	Neplo con o'ring de la bomba 88MJ	Uni	2,70	2,70
2	T de ¼	uni	4,20	8,40
1	Neplo corrido de 1/4	uni	2,20	2,20
1	Manguera hidráulica 30 cm 1/4	uni	12,00	12,00
1	Codo 1/2 NPT macho JIC 6	uni	6,50	6,50
1	Bomba Haldex 1,5 GPM	uni	104,99	104,99
1	Acople Lovejoy L-090	uni	35,00	35,00
1	Campana	uni	100,00	100,00
1	Motor WEG 3 HP	uni	163,90	163,90
1	Base motor-bomba	uni	5,00	5,00
1	Soporte de bomba	uni	3,00	3,00
1	Protector de la Campana	uni	2,00	2,00
1	Manómetro glicerina 0 - 3000 psi	uni	19,00	19,00
1	Conector hembra Inox 3/8 NPT - 1/4 ODT	uni	11,00	11,00
LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN				
1	Electro Válvula 4/3	uni	120,99	120,99
1	Válvula de Alivio Cetop 5	uni	311,00	311,00
2	Manguera hidráulica 1/2"	m	9,50	19,00
4	Pernos de 1/4 x 3/2	uni	0,50	2,00
1	Subplaca cetop 5	uni	63,70	63,70
OTROS				
4	Ruedas 3 plg diámetro en poliuretano termoplástico	uni	5,15	20,60
3	Caneca de líquido hidráulico ISO 46	gal	46,00	138,00
1	Rollo de cinta teflón	uni	3,00	3,00
1	Mano de Obra	uni	400,00	400,00
1	Permatex	uni	1,60	1,60

El costo total del proyecto se detalla a continuación:

Subtotal	2738,98
I.V.A	328,68
TOTAL	3067,66

ANÁLISIS COSTO - BENEFICIO.

Una vez que se ha determinado que el costo total del banco de pruebas es de **2738,98** y que su vida útil es de cinco años ya que se trata de una máquina hidráulica y esta compuesta de componentes sensibles, como sensores, válvulas, computador, etc., además de trabajar con cilindros a prueba que no van a estar siempre limpios, la vida útil de la máquina se va a ver amenazada, ya que impurezas ingresarán al sistema.

El estudio financiero esta basado en:

Vida útil de la maquina (n)= 5 años.

Valor total de la maquina = 2738,98 dólares.

Valor de salvamento = $2/n \% = 2/5 = 0,4 \%$

Valor de la Maquina	2738,98	USD
Vida Útil (n)	5	AÑOS
Valor de Salvamento = (2/n) %	0,4	%

Tabla 7.2 Depreciación

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
0	0	0	2738,98
1	2739,00	1095,60	1643,40
2	1643,40	657,40	986,00
3	986,00	394,40	591,60
4	591,60	236,60	355,00
5	355,00	142,00	213,00
Valor Aproximado de =			213,00

Depreciación = (Valor de la máquina – V. aprox.) / (n)

Depreciación = 505.20 USD. por año.

AÑOS	VALOR	DEPRE.	VALOR FINAL
1	2738,98	505,00	2234,00
2	2234,00	505,00	1729,00
3	1729,00	505,00	1223,00
4	1223,00	505,00	718,00
5	718,00	505,00	213,00

Cálculo de Costos:

Tabla 7.3 Costos Operacionales

AÑO	COSTOS OPERACIONALES (costos de funcionamiento de la máquina como: energía, aceite)	$V_f = V_p * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0,00	0,00
1	180,00	207,00
2	180,00	238,10
3	180,00	273,80
4	180,00	314,80
5	180,00	362,00

Tabla 7.4 Costos de Mano de Obra

AÑO	COSTOS DE MANO DE OBRA PARA OPERACIÓN DEL EQUIPO (si la maquina trabaja una hora diaria)	$V_f = V_p * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0
1	192,00	220,80
2	192,00	253,90
3	192,00	292,00
4	192,00	335,80
5	192,00	386,20

Tabla 7.5 Costos de Mantenimiento

AÑO	COSTOS DE MANTENIMIENTO (perdida de dos galones mensuales 180 dolares anuales, limpieza 220 anuales)	$Vf = Vp * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0
1	400,00	460,00
2	400,00	529,00
3	400,00	608,40
4	400,00	699,60
5	400,00	804,50

Cálculo de Ingresos:

Tabla 7.6 Ingresos por Funcionamiento

AÑO	INGRESOS POR FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA (cuatro ensayos mensuales, 40 dolares cada ensayo)	$Vf = Vp * (1 + i)^n$ <i>Vf Valor futuro</i> <i>Vp Valor presente</i> <i>i tasa nominal</i> <i>n años</i>
0	0	0,00
1	1920,00	2208,00
2	1920,00	2539,20
3	1920,00	2920,10
4	1920,00	3358,10
5	1920,00	3861,80

Una vez determinados los ingresos y egresos del proyecto se calcula el flujo neto:

Tabla 7.7 Flujo Neto

FLUJO DE CAJA	AÑOS					
	0	1	2	3	4	5
+ INGRESOS POR FUNCIONAMIENTO		2208,00	2539,20	2920,10	3358,10	3861,80
- COSTOS OPERACIONALES		-207,00	-238,10	-273,80	-314,80	-362,00
- COSTOS DE MANO PARA LA OPERACIÓN DEL EQUIPO		-220,80	-253,90	-292,00	-335,80	-386,20
- COSTOS DE MANTENIMIENTO		-460,00	-529,00	-608,40	-699,60	-804,50
- INVERSIÓN (costo de la máquina)	-2339,00					
- INVERSIÓN (costo por la construcción)	-400,00					
FLUJO NETO	-2739,00	1320,20	1518,20	1746,00	2007,90	2309,00

INFLACIÓN INTERNA ESPERADA EN LOS PRÓXIMOS CINCO AÑOS t_f	=	15	%
RETORNO MÍNIMO DE LA INVERSIÓN t_r	=	9	%

T_f: Es la tasa de inflación esperada anual.

Tr: Es la tasa real o es el costo de oportunidad del capital, es el dinero que dejo de ganar para invertir en otra alternativa.

Cálculo del Valor Actual Neto (VAN):

Es la sumatoria de los flujos netos para cada año en valor presente.

Tabla 7.8 Valor Actual Neto

AÑO	$t_n = (1+t_R) * (1+t_{inf}) - 1$	$\frac{1}{(1+t_n)^n}$	$Vp = \frac{Vf}{(1+i)^n}$
		t_n tasa nominal	Vf Valor futuro Vp Valor presente i tasa nominal n años
0	0,254	1,00	-2738,98
1	0,254	0,80	1053,21
2	0,254	0,64	966,25
3	0,254	0,51	886,47
4	0,254	0,41	813,27
5	0,254	0,32	746,12
		VAN =	1726,34

Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR):

Es la tasa interna de retorno que hace al VAN igual a cero y el costo beneficio igual a uno:

Tabla 7.8 Tasa interna de Retorno

AÑO	VAN TASA 25,4%	VAN TASA 45%	VAN TASA 50%	VAN TASA 55%
0	-2738,98	-2738,98	-2738,98	-2738,98
1	1053,21	910,48	880,1	851,74
2	966,25	722,11	674,8	631,94
3	886,47	572,71	517,3	468,86
4	813,27	454,21	396,6	347,86
5	746,12	360,24	304,1	258,09
VAN=	1726,34	280,77	33,93	-180,49

$$TIR = \text{tasa menor} + \text{diferencias entre tasa} \left(\frac{VAN_{TASA MENOR}}{|VAN_{TASA MENOR}| + |VAN_{TASA MAYOR}|} \right)$$

$$TIR = 0,50 + 0,05 \left(\frac{33,91}{|33,91| + |180,51|} \right)$$

TIR = 0,54 esta es la rentabilidad del proyecto.

El 0,254 es el rendimiento mínimo establecido por el gerente de la empresa para aprobar el proyecto.

Tabla 7.9 Costo Beneficio

AÑO	INGRESOS	Valor Presente de INGRESOS	EGRESOS	Valor Presente de EGRESOS
0	0	0,0	2739,00	2738,98
1	2208,00	1760,80	887,80	707,97
2	2539,20	1614,70	1021,00	649,26
3	2920,10	1480,80	1174,10	595,41
4	3358,10	1358,00	1350,20	546,03
5	3861,80	1245,40	1552,80	500,75
	TOTAL INGRESOS	7459,70	TOTAL EGRESOS	5738,41
	BENEFICIO/COSTO =		1,30	

El costo beneficio se obtiene de la división de la sumatoria de los ingresos actuales para los egresos actuales, dando como resultado un valor mayor a uno, con lo que se comprueba que es un proyecto rentable.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Con el presente proyecto garantizamos que la empresa Gercasa cuente con un equipo capaz de comprobar sus sellos instalados en los cilindros hidráulicos que repara pues evita en gran medida la presencia de errores previa la entrega al cliente.

- El equipo consta con un sistema de adquisición de datos, sensores electrónicos y un entorno de control elaborado en LabVIEW. Dado su facilidad de manejo no va a ser un problema familiarizarse con el equipo; y lo que es más importante, ejecutar sin dificultades el proceso para la puesta a prueba de los cilindros.

- La ejecución de este proyecto demandó la revisión de conceptos básicos de Sistemas Hidráulicos especial lo concerniente a bombas y cilindros hidráulicos. Por otro lado, tanto las materias de Instrumentación como de Sistemas Digitales nos facilitaron el uso de sensores, sistemas de control y adquisición de datos. Se investigó, además, lo referente a la programación con el paquete LabView afianzando los conocimientos recibidos en clases.

- El banco de pruebas para cilindros genera de manera aceptable las condiciones principales de trabajo, como son la presión y la temperatura. Además, tanto el sensor de presión como el de temperatura permiten apreciar en tiempo real el desarrollo de la prueba así como también posibles fallos pudiendo ser caídas de presión o aumentos bruscos de la temperatura.

8.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda solicitar al cliente tanto la presión como la temperatura antes de proceder a la prueba del cilindro en el banco. Es importante este punto ya que un exceso de presión durante el ensayo puede causar que la camisa del cilindro se deforme.
- Se recomienda disponer de una toma exclusiva 220 V trifásico para la alimentación eléctrica del banco de pruebas. Adicional, una conexión de 110 V para la computadora con el sistema de control.
- Se recomienda disponer de un juego completo de racores (reducciones, bushings, neplos corridos, acoples rápidos) para conectar tanto las mangueras a la salida de la válvula distribuidora del banco a las tomas de alimentación del cilindro de doble efecto.
- Se recomienda no manipular los cables eléctricos ni los del sistema de adquisición de datos, pues esto puede ocasionar fallas en el sistema que provocarían el mal funcionamiento y hasta el daño permanente del equipo.
- Es recomendable en una fase posterior del proyecto la ampliación del reservorio con la finalidad de ampliar el rango de prueba de los cilindros. Esto no afecta en ningún momento a los resultados.
- Se recomienda seguir elaborando nuevos módulos para este banco de pruebas, entre los cuales podría ser el mecanismo para pruebas de motores hidráulicos o ensayos hidrostáticos en mangueras hidráulicas.
- Se recomienda que se sigan elaborando proyectos de este tipo en la FIME, pues los mismos además de fortalecer los conocimientos adquiridos de los estudiantes y futuros profesionales entregan un aporte en cuanto a equipo y tecnología.

BIBLIOGRAFÍA

Hidráulica.

PARISI, Roberto. Proyecto y Construcción de Equipos Hidráulicos. Ed. Mannesmann-Rextoth.

CEMBRANOS, Jesús. Automatismos Eléctricos, Neumáticos e Hidráulicos. Ed. Thomson, España 2004.

CARNICER, Royo. Oleohidráulica – Conceptos Básicos. Ed. Thomson, España 2003.

ROCA, Felip. Oleohidráulica básica - Diseño de circuitos, Ed. UPC, España 2000.

PARR, Andrew. Hydraulic and Pneumatics. Ed. Elsevier, USA 2005.

MAHLER, Leon. Mandos Hidráulicos. Fundación tecnológica Argentina. Argentina 1996.

CARROBLES, Marcial. Manual de Mecánica Industrial Neumática e Hidráulica. Ed. Cultural. España 2002.

SERRANO, Nicolás. Oleohidráulica. Ed. McGraw-Hill. España 2002.

Control.

CREUS, Antonio. Instrumentación Industrial. Ed. Alfaomega. España 1998.

MORRIS, Alan. Principios de Mediciones e Instrumentación. Ed. Prentice Hall. Mexico 2002.

Revistas y folletos.

JOHN DEERE. Fundamentos de Servicio: Entrenamiento de Servicio Hidráulico. USA Illinois 1980

EATON. Hose Assembly Master Catalog. Waetherhead. USA 2003.

HERCULES HYDRAULIC. Catálogo de Componentes Hidráulicos. USA 2001.

VICKERS. Manual de Oleohidráulica Industrial.

