



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD
HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC**

Diego Fernando Fuentes Mérida

Asesorado por el Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

Guatemala, noviembre de 2022

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO
DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

DIEGO FERNANDO FUENTES MÉRIDA

ASESORADO POR EL ING. CARLOS HUMBERTO PÉREZ RODRÍGUEZ

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, NOVIEMBRE DE 2022

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANA	Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
VOCAL I	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL II	Ing. Mario Renato Escobedo Martínez
VOCAL III	Ing. José Milton de León Bran
VOCAL IV	Br. Kevin Vladimir Armando Cruz Lorente
VOCAL V	Br. Fernando José Paz González
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANA	Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada
EXAMINADOR	Ing. Julio César Campos Paiz
EXAMINADOR	Ing. Herbert Samuel Figueroa Avendaño
EXAMINADOR	Ing. Mynor Roderico Figueroa Fuentes
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 20 de abril de 2022.

Diego Fernando Fuentes Mérida

Guatemala, 21 de octubre de 2022

Ingeniero
Gilberto Enrique Morales Baiza
Director de Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

Ingeniero Morales:

Por este medio hago constar que he revisado y aprobado el trabajo de graduación: **CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/3 000 PSI/5HP/ 24VDC**, del estudiante de la carrera de Ingeniería Mecánica Diego Fernando Fuentes Mérida, quien se identifica con el registro académico **201520528** y CUI **2996664250101**.

Después de haberle hecho las correcciones pertinentes, considero que llena los requisitos para ser aprobado por la Escuela de Ingeniería Mecánica, en vista de ello se lo remito y pongo a su consideración.



Carlos Humberto Pérez Rodríguez
INGENIERO MECÁNICO INDUSTRIAL
Colegiado 3071

Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Ingeniero Mecánico Industrial
Colegiado No. 3071
ASESOR

Ref.EIM.065.2022

El Coordinador del Área Complementaria de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado: **CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/5HP/ 24 VDC** desarrollado por el estudiante: **Diego Fernando Fuentes Mérida** con Registro Académico **201520528** y CUI **2996664250101** recomienda su aprobación.

“Id y Enseñad a Todos”



Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Coordinador Área Complementaria
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, octubre de 2022



El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor, el visto bueno del Coordinador de área y la aprobación del área de lingüística del trabajo de graduación titulado: **CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC**, presentado por: **Diego Fernando Fuentes Mérida**, procedo con el Aval del mismo, ya que cumple con los requisitos normados por la Facultad de Ingeniería.

“ID Y ENSEÑAD A TODOS”

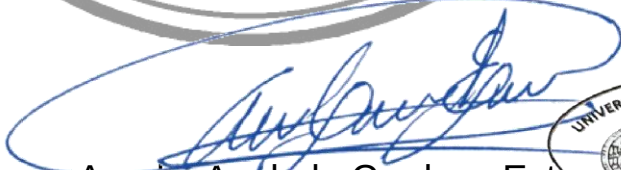


Ing. Gilberto Enrique Morales Baiza
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica

Guatemala, enero de 2023

La Decana de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Trabajo de Graduación titulado: **CONFIGURACIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS PARA EL DISEÑO DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC**, presentado por: **Diego Fernando Fuentes Mérida**, después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:



Inga. Aurelia Anabela Cordova Estrada

Decana



Guatemala, febrero de 2023

AACE/gaoc

ACTO QUE DEDICO A:

Dios y la Virgen María

Gracias Padre y Madre por darme la vida, la sabiduría y la fortaleza para culminar esta etapa de mi vida.

Mis padres

Gracias María Lucrecia Mérida Barrios y Edgar, Augusto Fuentes Pérez por sus consejos y por ser una guía en mi vida.

Mis hermanos

Kevin Alejandro Fuentes Mérida y Mia Alejandra Fuentes Mérida por ser parte de mi crecimiento personal y acompañarme siempre en el logro de mis objetivos.

Mis jefes y catedráticos

Por compartir experiencias y conocimientos durante mi crecimiento profesional.

Asesor de tesis

Ingeniero Carlos Humberto Pérez Rodríguez por toda su disposición de apoyare.

AGRADECIMIENTOS A:

Universidad de San Carlos de Guatemala	Por todo el conocimiento aportado en mi persona y el crecimiento profesional que he obtenido.
Facultad de Ingeniería	Por ser un lugar de enseñanza junto a mis compañeros y amigos.
Mis amigos	Por ser un gran apoyo moral.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	XIII
GLOSARIO	XV
RESUMEN	XXIII
OBJETIVOS.....	XXV
INTRODUCCIÓN	XXVII
1. ESTRUCTURA ACTUAL DE UNIDADES HIDRÁULICAS MARCA SPX	
FLOW	1
1.1. Tipos de unidades hidráulicas marca SPX Stone	1
1.1.1. Ascenso hidráulico/descenso por gravedad	1
1.1.2. Unidad hidráulica auxiliar	2
1.1.3. Operación por solenoide (4/3)	2
1.1.4. Operación con doble válvula solenoide	3
1.2. Aplicaciones para las unidades hidráulicas marca SPX	
Stone	4
1.2.1. Polipasto automático	4
1.2.2. Cambiador de llantas	5
1.2.3. Plataforma de volcado	6
1.2.4. Puerta trasera	7
1.2.5. Elevador de hombre	8
1.2.6. Grúa montada en camión	9
1.2.7. Camión de volteo	10
1.2.8. Picos para pacas	11
1.2.9. Manejo de materiales	12

1.2.10.	Unidad de poder auxiliar	13
2.	CONCEPTOS DE HIDRÁULICA INDUSTRIAL	15
2.1.	Depósitos.....	15
2.1.1.	Funciones del depósito	15
2.1.2.	Componentes del depósito	16
2.1.2.1.	Indicador de nivel de aceite	17
2.1.2.2.	Conjunto respiradero	17
2.1.2.3.	Abertura de llenado	17
2.1.2.4.	Placas de limpieza.....	18
2.1.2.5.	Placas deflectores	19
2.1.2.6.	Líneas de conexión.....	19
2.1.3.	Diseño standard del depósito	20
2.1.3.1.	Depósito JIC	20
2.1.3.2.	Depósito en forma L	21
2.1.3.3.	Depósito de apilamiento superior	22
2.1.3.4.	Montaje vertical del reservorio	24
2.1.3.5.	Modificaciones del reservorio	25
2.1.4.	Tamaño del reservorio	26
2.2.	Control de contaminación	27
2.2.1.	Fuentes de contaminación.....	27
2.2.1.1.	Contaminación incorporada	28
2.2.1.2.	Contaminación ingresada	29
2.2.1.3.	Contaminación generada internamente	31
2.2.2.	Productos de filtración	32
2.2.2.1.	Filtros de entrada.....	32
2.2.2.2.	Filtros de línea presión	33
2.2.2.3.	Filtros de línea de retorno	34

2.3.	Actuadores hidráulicos	35
2.3.1.	Cilindros hidráulicos.....	36
2.3.1.1.	Cilindro RAM.....	36
2.3.1.2.	Cilindro de simple efecto	36
2.3.1.3.	Cilindros telescópicos	37
2.3.1.4.	Cilindro de retorno por resorte	38
2.3.1.5.	Cilindro de doble efecto	38
2.3.2.	Motores hidráulicos.....	40
2.3.2.1.	Motores de engranajes	41
2.3.2.1.1.	Motores de engranajes externos	42
2.3.2.1.2.	Motores de engranajes internos	43
2.3.2.2.	Motor de paletas	48
2.3.2.3.	Motores de pistones	51
2.3.2.3.1.	Motor de pistones en línea.....	52
2.3.2.3.2.	Motores de pistones radiales.....	54
2.3.2.3.3.	Motores de pistones de eje inclinado.....	57
2.4.	Válvulas direccionales	59
2.4.1.	Válvulas de retención	62
2.4.1.1.	Válvulas de retención en línea.....	63
2.4.1.2.	Válvulas de retención de ángulo recto.....	64
2.4.2.	Dos vías, tres vías y cuatro vías	65
2.4.3.	Posiciones del carrito	67
2.4.3.1.	Válvulas centradas por resorte	68

	2.4.3.2.	Dos posiciones, desplazamiento por resorte	69
	2.4.3.3.	Tres posiciones, retenido.....	70
	2.4.3.4.	Condiciones del centro del carrete	70
2.4.4.		Válvulas de accionamiento directo	72
	2.4.4.1.	Actuador manual.....	73
	2.4.4.2.	Actuador mecánico	73
	2.4.4.3.	Actuador neumático.....	74
	2.4.4.4.	Actuador hidráulico	75
	2.4.4.5.	Actuador eléctrico	76
2.5.		Controladores de presión	77
	2.5.1.	Válvulas de alivio	78
	2.5.1.1.	Válvula de alivio de acción directa.....	78
	2.5.1.2.	Válvula de alivio operada por piloto	80
	2.5.2.	Válvulas reductoras de presión.....	83
	2.5.2.1.	Válvula reductora de presión de acción directa.....	83
	2.5.2.2.	Válvula reductora de presión operada por piloto	85
	2.5.3.	Válvula de contrapeso	87
2.6.		Controles de flujo.....	89
	2.6.1.	Métodos de control de flujo.....	89
	2.6.1.1.	Circuito de entrada	89
	2.6.1.2.	Circuito de salida	92
	2.6.1.3.	Intensificación de presión en un circuito de salida	94
	2.6.2.	Tipos de control de flujo.....	96
	2.6.2.1.	Válvula de control de flujo compensada por presión	96

	2.6.2.2.	Tipo derivación	96
	2.6.2.3.	Tipo restricción	99
2.7.		Bombas hidráulicas	100
	2.7.1.	Características de las bombas.....	101
	2.7.1.1.	Desplazamiento	101
	2.7.1.2.	Caudal	101
	2.7.1.3.	Eficiencia volumétrica	102
	2.7.1.4.	Eficiencia mecánica y total.....	103
	2.7.1.5.	Clasificación de la bomba.....	103
	2.7.2.	Tipos de bombas	104
	2.7.2.1.	Desplazamiento no positivo	104
	2.7.2.2.	Desplazamiento positivo	105
	2.7.3.	Desplazamiento de caudal fijo	107
	2.7.4.	Bombas de engranajes	107
	2.7.4.1.	Bombas de engranaje externo.....	108
	2.7.4.2.	Bombas de engranaje interno.....	109
	2.7.5.	Bombas de paletas	111
	2.7.5.1.	Bombas de paletas de diseño desequilibrado	112
	2.7.5.2.	Bombas de paletas equilibradas.....	115
	2.7.6.	Bombas de pistones	119
	2.7.6.1.	Rango de tamaño	121
	2.7.6.2.	Bombas de pistones radiales.....	121
	2.7.6.3.	Bombas de pistones axiales	123
	2.7.6.4.	Bomba de pistón de eje inclinado	124
	2.7.6.5.	Bomba de pistón en línea	125
	2.7.7.	Bombas de desplazamiento variable	127
	2.7.7.1.	Bomba de paletas de desplazamiento variable	129

2.7.7.2.	Bomba de desplazamiento variable de pistones radiales.....	130
2.7.7.3.	Bombas de pistón de eje inclinado de desplazamiento variable	131
2.7.7.4.	Bomba de pistón en línea de desplazamiento variable	133
3.	DISEÑO Y CONFIGURACIÓN DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 24 VDC	137
3.1.	Diseño del depósito	137
3.1.1.	Cálculo del volumen del depósito	137
3.1.2.	Dimensionamiento del depósito.....	137
3.2.	Selección de la bomba hidráulica	138
3.3.	Selección del motor eléctrico.....	140
3.4.	Elección de la válvula direccional	141
3.5.	Accesorios	143
3.6.	Montaje de componentes	144
	CONCLUSIONES	147
	RECOMENDACIONES.....	149
	BIBLIOGRAFÍA.....	151
	APÉNDICE.....	153

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Unidad hidráulica de ascenso hidráulico/ descenso por gravedad.....	1
2.	Unidad hidráulica auxiliar	2
3.	Unidad hidráulica con operación por solenoide (4/3)	3
4.	Unidad hidráulica con operación de doble solenoide	4
5.	Polipasto automático	5
6.	Cambiador de llantas	6
7.	Plataforma de volcado.....	7
8.	Puerta trasera	8
9.	Elevador de hombre	9
10.	Grúa montada en camión.....	10
11.	Camión de volteo	11
12.	Picos para pacas.....	12
13.	Manejo de materiales	13
14.	Unidad de poder auxiliar	14
15.	Depósito industrial típico	16
16.	La placa deflectora controla la dirección del flujo del tanque	18
17.	Diseño del depósito en forma L.....	22
18.	Diseño del depósito de apilamiento superior.....	23
19.	Depósito vertical.....	25
20.	Fuentes de contaminación incorporadas.....	28
21.	El fluido nuevo maneja contaminación durante el manejo	30
22.	Fuentes de contaminación ingresada.....	31
23.	Malla de filtro de entrada.....	32

24.	Ubicación del filtro de línea de presión.....	33
25.	Ubicación del filtro de línea de retorno	34
26.	Operación típica del filtro.....	35
27.	Cilindro telescópico de simple efecto	37
28.	Cilindro de doble efecto básico	39
29.	Cilindro de doble vástago.....	40
30.	Generación de torque en un motor de engranajes externos	42
31.	Sección transversal del motor gerotor de transmisión directa.....	43
32.	Secuencia del motor gerotor de transmisión directa	44
33.	Motor gerotor en órbita.....	46
34.	Secuencia del motor gerotor en órbita	47
35.	Motor Geroler	48
36.	Sección transversal de un grupo giratorio de motor de paletas balanceadas.....	49
37.	Los resortes mantienen la paleta contra la leva	50
38.	La presión que actúa sobre la paleta crea un par en el eje impulsor ...	50
39.	Diseño de cartucho de motor de paletas de alto rendimiento	51
40.	Motor de pistones en línea de cilindrada fija	53
41.	El ángulo del plato oscilante determina la relación de par/ velocidad ..	53
42.	Motor de pistones en línea de cilindrada variable	54
43.	Motor de pistones radial	55
44.	Puertos de entrada y salida en un orificio pequeño de motor de pistones radiales	56
45.	Motor de pistones radiales de cilindrada variable	57
46.	Motor de pistones de eje inclinado	58
47.	Motor de eje inclinado de desplazamiento variable.....	59
48.	Válvula direccional de tres posiciones.....	60
49.	Válvula de retención.....	62
50.	Operación de la válvula de retención tipo asiento en línea	63

51.	Válvula de retención de ángulo recto	64
52.	Válvula de tres vías y dos posiciones.....	66
53.	Válvula de cuatro vías y dos posiciones.....	66
54.	Válvula de cuatro vías y dos posiciones.....	68
55.	Válvula de tres posiciones centrada por resortes.....	69
56.	Válvula de cuatro vías y dos posiciones desplazada por resortes	69
57.	Válvula de cuatro vías y tres posiciones retenida	70
58.	Condiciones del centro de la válvula de cuatro vías	71
59.	Válvula accionada manualmente	73
60.	Válvula accionada mecánicamente	74
61.	Válvula accionada con actuador neumático	75
62.	Válvula accionada con actuador hidráulico	76
63.	Solenoides tipo empuje es comúnmente utilizado en válvulas pequeñas	77
64.	La armadura es empujada hacia la fuerza electromagnética del solenoides, desplazando el carrete de la válvula.....	77
65.	Válvula de alivio de acción directa	79
66.	La válvula se abre cuando se alcanza el ajuste de presión	79
67.	Válvula de alivio accionada por piloto de pistón balanceado	81
68.	La presión se equilibra a través del pistón	81
69.	Se alcanza el ajuste de presión de la etapa piloto y se abre la válvula piloto	82
70.	El desequilibrio de presión a través del pistón permite el flujo hacia el depósito.....	83
71.	Válvula reductora de presión de acción directa.....	84
72.	Circuito reductor de presión de acción directa	85
73.	Válvula reductora de presión operada por piloto.....	86
74.	Válvula reductora de presión operada por piloto que regula un circuito de abrazadera.....	87

75.	Circuito de la válvula de contrapeso.....	87
76.	Circuito de la válvula de contrapeso pilotada a distancia	88
77.	Circuito de entrada.....	90
78.	Los circuitos de entrada no controlan las cargas fuera de control	91
79.	Localización para la aplicación de entrada.....	91
80.	Circuito de salida.....	92
81.	Localización para aplicaciones de salida	93
82.	Intensificadores de presión en circuitos de salida	94
83.	La presión de carga se suma a la presión de intensificación en los circuitos de salida.....	95
84.	Control de flujo tipo derivación compensada por presión.....	97
85.	Control de flujo tipo restricción compensada por presión.....	99
86.	Bomba de desplazamiento no positivo.....	105
87.	Bomba de desplazamiento positivo.....	106
88.	Bomba de engranajes externos	108
89.	Bomba de engranajes internos tipo media luna	110
90.	Bomba de engranajes internos tipo gerotor	111
91.	Elementos básicos de una bomba de paletas.....	112
92.	Excentricidad entre el rotor y el anillo de la leva	113
93.	Grupo giratorio con puertos de entrada y salida	114
94.	Diseño de la bomba de paletas desequilibradas.....	115
95.	Anillo de leva intercambiables proporcionan una selección de flujos .	117
96.	Girando el anillo de leva 180 ° invierte la dirección de la rotación	118
97.	Desplazamiento fijo bomba cuadrada	118
98.	Concepto de la bomba de pistones.....	120
99.	Sección transversal de una bomba de pistones.....	122
100.	Conexión del pivote en una bomba de pistones radiales	122
101.	Bomba de pistón de eje doblado	125
102.	Bomba de pistones en línea.....	126

103.	Componentes de una bomba de pistones en línea	127
104.	Bomba de paletas de desplazamiento variable	129
105.	Bomba de pistones radiales de desplazamiento variable.....	130
106.	Bomba de pistones de eje inclinado de desplazamiento variable	131
107.	El desplazamiento es controlado por el ángulo del bloque	132
108.	Control de desplazamiento mecánico	133
109.	Sección transversal de una bomba de pistón en línea.....	134
110.	El desplazamiento de la bomba se basa en el ángulo del plato oscilante	135
111.	Dimensionamiento del depósito	138
112.	Bomba de engranajes serie SPX Stone.	139
113.	Rendimiento del motor KMD8/ 24 VDC.....	141
114.	Cofiguración de la válvula direccional	143
115.	Componentes de la unidad hidráulica	144
116.	Montaje del motor eléctrico	145
117.	Control y arrancador eléctrico	145
118.	Unidad hidráulica armada	146

TABLAS

I.	Modelos de bombas marca SPX Stone.....	140
----	--	-----

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
HP	Caballos de fuerza
CCR	Centímetro cúbico por revolución
CA	Corriente alterna
DC	Corriente directa
GPM	Galones por minuto
kPa	Kilo pascal
lb	Libra
lb-ft	Libras-pie
l-min	Litros por minuto
psi	Libras por pulgada cuadrada
psig	Libras por pulgada cuadrada manométrica
lb-in	Libra-pulgada
CIR	Pulgada cúbica por revolución
RPM	Revoluciones por minuto
W	Vatios
VDC	Voltaje de corriente directa

GLOSARIO

Acoplamiento	Dispositivo mecánico que se utiliza para acoplar el eje de un motor eléctrico u otro dispositivo de fuerza motriz a una bomba hidráulica.
Actuador rotativo	Un dispositivo hidromecánico que convierte el flujo de fluido en un movimiento rotatorio incremental del hombre en comparación con un motor de fluido que produce un número infinito de vueltas.
Ajuste	Un dispositivo mecánico utilizado para unir dos piezas de tubería/tubería o para unir una pieza de tubería/tubería a un componente.
Anillo del pistón	Un anillo de metal que se usa para sellar fluido a alta presión dentro de un pasaje para evitar (limitar) fugas a través del pasaje. Normalmente se encuentra en cilindros.
BAR	Es la medida de presión en el sistema métrico. Un (1) bar= 14,5 psig.
Capacidad de suciedad	La medida del volumen (o peso) de partículas que un filtro o colador retendrá en el límite de operación.

Carrete	Un término que se aplica vagamente a casi cualquier parte móvil de forma cilíndrica de un componente hidráulico que se mueve para dirigir el flujo a través del componente.
Cilindro del pistón	Cilindro en el que el elemento móvil tiene una sección transversal mayor que el vástago del pistón.
Circuito	es una combinación de pasajes, componentes y dispositivos que forman un conjunto de trabajo de lógica para una aplicación particular.
Contaminación	Cualquier material extraño a un fluido hidráulico que tiene un efecto nocivo en su desempeño en un sistema. Los contaminantes pueden ser partículas sólidas, líquidos o gases.
Control manual	Un control accionado por el operador.
Derivación	Es un paso secundario para el flujo de fluido.
Descarga	Es liberar el flujo (normalmente directamente al depósito), para evitar que se ejerza presión sobre el sistema o una parte del sistema.
Deslizamiento	Fuga interna de fluido hidráulico.
Desplazamiento	El volumen de una revolución o carrera o de un radiante cuando así se indique.

Desplazamiento positivo	Una característica de una bomba o motor cuando se entrega un volumen constante para cada revolución o golpe.
Dispositivo	Combinación de componentes individuales que se organizan para formar una unidad con un conjunto específico de parámetros operativos.
Drenaje	Un pasaje o línea desde un componente hidráulico que devuelve el fluido de fuga independientemente al depósito a un colector ventilado.
Eficiencia	La relación entre la producción y la entrada.
Elevación	La medida de la capacidad de una bomba para elevar fluido de un nivel inferior a un nivel superior en su puerto de entrada sin dañar la bomba. Normalmente se expresa en pies de agua.
Equilibrio hidráulico	Condición de fuerzas hidráulicas iguales opuestas que actúan sobre una parte de un componente hidráulico.
Flujo laminar	Una condición de flujo en un pasaje que se caracteriza por el movimiento lento del fluido en un camino relativamente recto a lo largo de la línea central de un pasaje.
Flujo turbulento	Una condición de flujo en un pasaje que se caracteriza por el rápido movimiento del fluido en un pasaje,

donde el fluido se agita y rebota en las paredes del pasaje.

Fricción de fluido

La medida de la resistencia del flujo de fluido en un pasaje, medida en psi (libras por pulgada cuadrada) u otras medidas de presión. La fricción del fluido da como resultado un aumento de la temperatura del fluido y una pérdida de potencial de trabajo en el sistema de potencia de fluido.

Fuerza

La medida del resultado del fluido presurizado que actúa sobre una cámara en un sistema de potencia de fluido. Normalmente, la medida está en libras y se usa con mayor frecuencia para indicar la fuerza en libras que estará disponible en el vástago de un cilindro cuando se le aplica fluido presurizado de un sistema de potencia de fluido. El sistema de unidades normalmente utilizado es pulgadas cuadradas, libras por pulgada cuadrada y libras.

Indicador de nivel

Indicador para indicar visualmente el nivel de líquido en un depósito o tanque.

Junta

Sello, de caucho u otro material sintético, en forma de círculo y de sección transversal poligonal.

Limo

Partículas finas de escombros. Normalmente se encuentra en cámaras con poca o ninguna circulación, como en el fondo de un depósito o tanque.

Línea piloto	Pasaje en un sistema de potencia de fluido que se utiliza para transportar un fluido a una presión inferior a la presión de funcionamiento normal para facilitar el cambio controlado de las válvulas de carrete.
Línea succión	Un pasaje que va desde un depósito o tanque hasta el puerto de entrada de una bomba.
Medidor de entrada	Para regular la cantidad de flujo de fluido en un actuador o sistema.
Medidor de salida	Para regular el flujo del fluido de descarga que sale de un actuador o sistema.
Micrón	Milésima parte de un milímetro o 0,00003937 pulgadas. La medida utilizada para determinar el tamaño de las partículas de los contaminantes en un sistema de fluidos.
Oxidación	La absorción de oxígeno en un fluido y el subsiguiente revestimiento de la mezcla de oxígeno/fluido sobre superficies metálicas.
Pistón	Una pieza de forma cilíndrica que encaja dentro de un cilindro.
Potencia	Trabajo por unidad de tiempo medido en caballos de fuerza (hp) o vatios (W).

Presión	Fuerza por unidad de área. Generalmente se expresa en libras por pulgada cuadrada (psi), bar o kilo pascal (kPa).
Presión absoluta	El valor indicado del peso de la atmósfera terrestre. Al nivel del mar, este valor es de aproximadamente 14,65 psi (libras por pulgada cuadrada).
Presión de carga	Es la presión a la que se somete el fluido de relleno al sistema hidráulico (por encima de la presión atmosférica).
Presión de craqueo	La presión a la cual una válvula operada por presión comienza a pasar fluido.
Presión diferencial	El valor o magnitud de la presión medida como la diferencia absoluta de la presión de entrada y la presión de salida.
Presión manométrica	Término que se utiliza para indicar que cualquier presión indicada está corregida por la presión atmosférica. Normalmente se abrevia psig (libras por pulgada cuadrada manométrica).
Puerto	Un término interno o externo de un pasaje en un componente.

Respiradero	Es un dispositivo que permite que el aire entre y salga de un recipiente o componente para mantener la presión atmosférica.
Restricción	Área de sección transversal reducida en una línea de paso que produce una caída de presión.
Torque	La medida de la fuerza aplicada a un brazo de palanca. Normalmente se expresa en lb-ft (libras-pie) o lb-in (libra-pulgada).
Válvula	Un dispositivo mecánico que se utiliza en un sistema de potencia de fluidos, que se utiliza para proporcionar algún cambio de estado del fluido.
Válvula piloto	Una válvula aplicada para operar otra válvula o control. La etapa de control de una válvula de 2 etapas.
Velocidad	La velocidad del flujo de fluido a través de una línea hidráulica.
Viscosidad	La medida de la resistencia al flujo de un fluido frente a un estándar establecido.
Volumen	El tamaño de un espacio o cámara en unidades cúbicas. Aplicado libremente a la salida de una bomba en galones por minuto (GPM) o litros por minuto (l/min).

RESUMEN

En un sistema común una unidad hidráulica (oleo-hidráulica) nos suministra el fluido a un caudal y presión determinada, el fluido pasa a través de una válvula direccional que lo dirige a un actuador hidráulico (motor o cilindro). Las válvulas de seguridad o válvulas de alivio mantienen el sistema trabajando a una presión determinada.

La unidad hidráulica es la encargada de transformar la potencia eléctrica o mecánica en potencia hidráulica. El motor eléctrico le transmite la potencia a una bomba hidráulica, la cual succiona fluido hidráulico del depósito y lo descarga hacia el sistema, luego una válvula direcciona el flujo del fluido hacia un actuador hidráulico que se encarga de realizar el trabajo. Una unidad hidráulica está conformada principalmente por: depósito hidráulico, bombas (desplazamiento fijo o desplazamiento variable), motor eléctrico, filtros (de succión y retorno), válvulas de seguridad.

Con la configuración de componentes hidráulicos se obtiene el diseño de una unidad hidráulica más personalizada y con las características que deseamos en nuestro sistema.

OBJETIVOS

General

Realizar la configuración de componentes hidráulicos para el diseño de una unidad hidráulica de 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 5 HP/ 24 VDC.

Específicos

1. Describir el actual procedimiento de estructuración de unidades hidráulicas marca SPX FLOW.
2. Recabar la información necesaria sobre los diferentes componentes de la hidráulica industrial.
3. Diseñar la unidad hidráulica.

INTRODUCCIÓN

La hidráulica industrial, en la rama de la oleo-hidráulica, tiene un gran campo para aplicaciones en donde se necesitan una gran cantidad de fuerza, existen diferentes diseños de componentes oleo-hidráulicos, los cuales serán descritos.

Para poder realizar el diseño de un sistema oleo-hidráulico es importante conocer el funcionamiento de cada elemento que lo compone, con el propósito de crear un sistema eficiente, personalizado y viable. De igual manera, conocer el funcionamiento nos ayudará a obtener mayor capacidad de resolver problemas complejos relacionados con estos elementos.

El siguiente trabajo encontrarán algunas unidades hidráulicas que existen en el mercado, la descripción y funcionamiento de varios componentes oleo-hidráulicos y el diseño de una unidad hidráulica. Las marcas que utilizaremos para el diseño de la unidad hidráulica son reconocidas a nivel mundial y de alta calidad, marcas como: Eaton-Vickers, SPX Flow, Stauff y Ashcroft.

1. ESTRUCTURA ACTUAL DE UNIDADES HIDRÁULICAS MARCA SPX FLOW

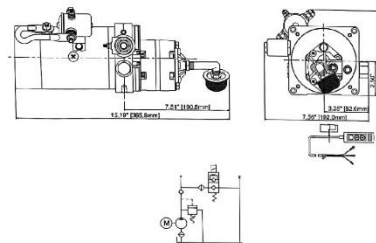
1.1. Tipos de unidades hidráulicas marca SPX Stone

Existen diferentes tipos de unidades y circuitos hidráulicos marca SPX para diversas industrias, las cuales son un diseño estandarizado.

1.1.1. Ascenso hidráulico/descenso por gravedad

Esta unidad es para aplicaciones de encendido, retención y gravedad. En una dirección, el control remoto inicia el encendido de la unidad. En la otra dirección, el control remoto proporciona gravedad hacia abajo. En la posición neutral, la unidad se mantiene estable. La unidad cuenta con una válvula de alivio ajustable, retención de cartucho y válvulas inferiores, lo que permite un fácil servicio de campo e intercambiabilidad.

Figura 1. Unidad hidráulica de ascenso hidráulico/ descenso por gravedad

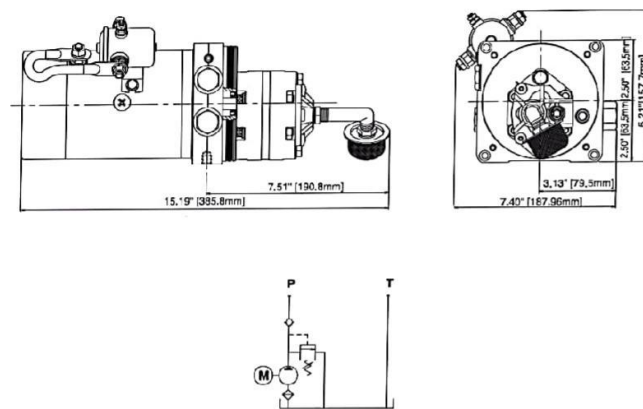


Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 97. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.1.2. Unidad hidráulica auxiliar

La unidad hidráulica auxiliar proporciona flujo y presión para aplicaciones específicas. La unidad se puede utilizar para aplicaciones de aumento de potencia, mantenimiento, y descenso (dependiendo de las válvulas suministradas). Las características incluyen una válvula de alivio ajustable y una válvula de retención de cartucho.

Figura 2. Unidad hidráulica auxiliar

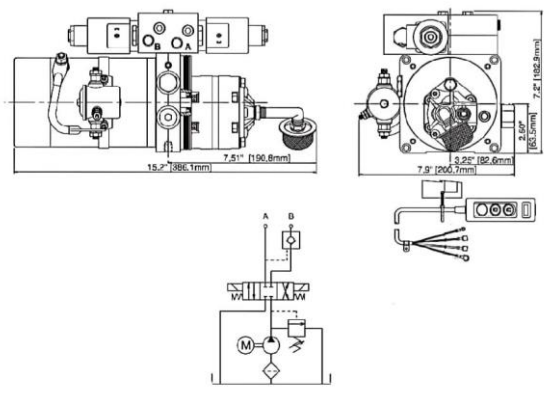


Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 98. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.1.3. Operación por solenoide (4/3)

Esta unidad es para aplicaciones de encendido, mantenimiento y apagado. El controlador permite que un operador encienda la unidad en ambas direcciones. En la posición de apagado, la unidad se mantiene estable. Las características incluyen una válvula de alivio ajustable y soporte de carga en la válvula de retención.

Figura 3. **Unidad hidráulica con operación por solenoide (4/3)**

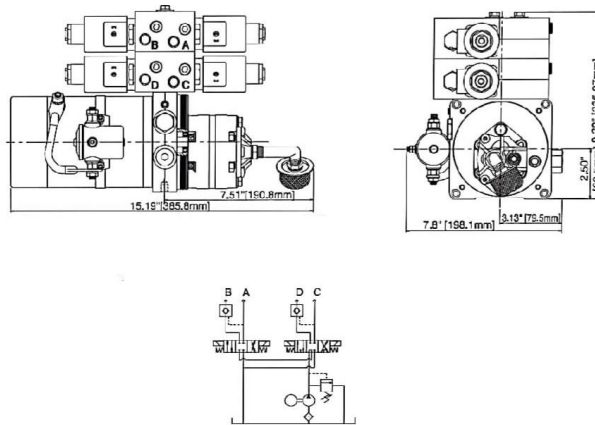


Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 101. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.1.4. Operación con doble válvula solenoide

Esta unidad es para aplicaciones duales de encendido, mantenimiento y apagado. El controlador proporcionado para el cliente encenderá la unidad en ambas direcciones. En la posición de apagado, la unidad se mantiene estable. Las válvulas direccionales funcionan independientemente de entre sí, lo que permite dos funciones de sistema separadas. Las características incluyen una válvula de alivio ajustable y soporte de carga en la válvula de retención.

Figura 4. **Unidad hidráulica con operación de doble solenoide**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 102. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2. Aplicaciones para las unidades hidráulicas marca SPX Stone

En la actualidad existen diversas aplicaciones para unidades hidráulicas marca SPX, las cuales son muy útiles para realizar un trabajo determinado.

1.2.1. Polipasto automático

Esta unidad de potencia está diseñada específicamente para su uso en polipastos automáticos de dos y cuatro postes. Sirve para subir, mantener y bajar el ascensor, con control manual en la velocidad de descenso. Un botón pulsador, montado en la unidad, enciende el motor para elevar el elevador. La unidad cuenta con una válvula de alivio fija, por lo que el elevador no se puede sobrecargar, pero (dependiendo del tamaño del cilindro) se puede usar en la mayoría entre el rango de las 7 000 a 9 000 lbs. (3 175 a 4 082 kg).

Figura 5. **Polipasto automático**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 5. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.2. Cambiador de llantas

Esta unidad de potencia está diseñada para polipastos automáticos más pequeños y de poca altura. Se puede montar en posición horizontal o vertical, y funciona con alimentación de CA. Un botón en el motor enciende la unidad para levantar el vehículo en el elevador. Para bajar, se usa una válvula de liberación estilo cartucho operada manualmente para controlar la velocidad de descenso con la punta de los dedos.

Figura 6. **Cambiador de llantas**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 6. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.3. Plataforma de volcado

Esta unidad de potencia está diseñada para usar en un basurero de doble acción aplicaciones de plataforma de volcado o remolque. Proporciona potencia de elevación, mantenimiento y operación hacia abajo.

Figura 7. **Plataforma de volcado**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 7. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.4. Puerta trasera

Los más comunes, robustos y piezas fiables de equipo de camión es la puerta trasera. La unidad SPX, ha sido utilizado por los fabricantes de este equipo desde que comenzó la industria. Las fuentes de alimentación de 12 y 24 VDC vienen en manual o accionado por solenoide.

Figura 8. **Puerta trasera**



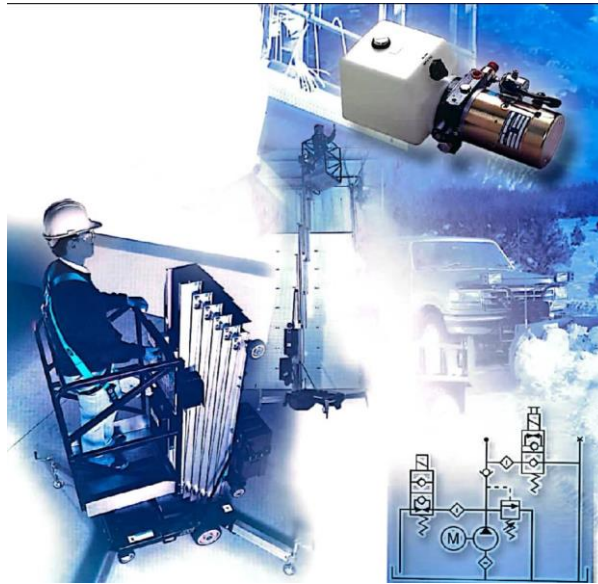
Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 8. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.5. Elevador de hombre

Estas unidades de potencia están diseñadas para su uso en plataformas de trabajo elevadas usando un circuito de subida, retención y descenso por gravedad. Las siguientes características adicionales incluyen:

- Válvula normalmente abierta para proteger operadores en caso de fallas del contactor del motor.
- Anulación manual para permitir que bajar la plataforma en caso de fallo de alimentación.

Figura 9. **Elevador de hombre**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 9. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.6. Grúa montada en camión

La unidad de alimentación DC ha sido diseñada para aplicaciones de camiones con elevación, retención y descenso por gravedad a través de un solenoide o válvula de descarga manual. Se pueden suministrar varios tamaños de tanque para adaptarse a las capacidades de los cilindros hidráulicos.

Figura 10. **Grúa montada en camión**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 13. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.7. Camión de volteo

La unidad de potencia ha sido diseñada para aplicaciones de camiones volteo con elevación, retención y descenso por gravedad a través de un solenoide o válvula de liberación manual. Se pueden suministrar varios tamaños de tanque para adaptarse a las capacidades del cilindro hidráulico.

Figura 11. **Camión de volteo**

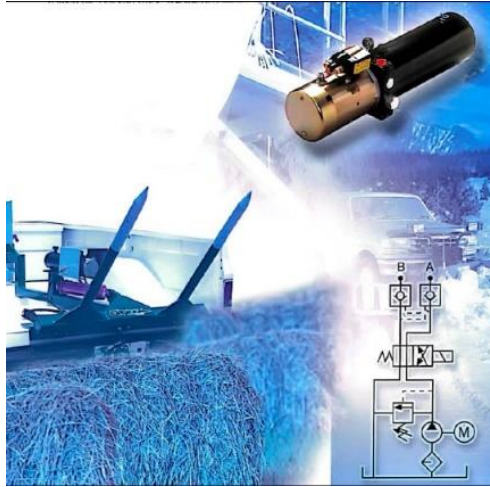


Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 14. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.8. Picos para pacas

La unidad de potencia está diseñada principalmente para operar dientes (o picos) que recogen pacas redondas y permitir que estas sean transportadas por una camioneta, tractor u otro vehículo. La unidad incorpora una válvula de cartucho 4/2 y controles dobles operados por piloto para controlar un cilindro de doble efecto, para levantar, sostener y que luego baje (con potencia) la paca redonda. También se puede utilizar para alimentar cualquier cilindro de doble efecto.

Figura 12. **Picos para pacas**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 15. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.9. Manejo de materiales

Estas unidades de potencia están diseñadas principalmente para transpaletas de baja elevación. Las unidades tienen un circuito de tres vías para funciones de subir, mantener y bajar (se utilizan con cilindros de simple efecto).

Figura 13. **Manejo de materiales**

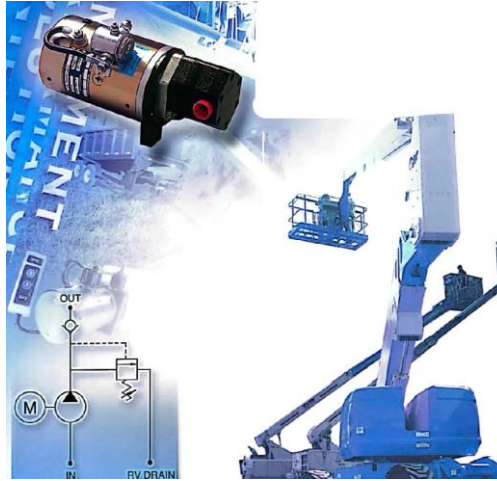


Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 17. Consulta: 6 octubre de 2022.

1.2.10. Unidad de poder auxiliar

La unidad de potencia está diseñada para ser utilizada con válvula de control direccional remoto y depósito. Esta unidad tiene un ajuste en la válvula de alivio. Están diseñados para aplicaciones tales como energía hidráulica de respaldo (auxiliar) para camiones, equipos montados u otros equipos móviles incluida la dirección asistida de emergencia para vehículos todoterreno, plataformas elevadas, baldes aéreos y elevadores de hombre. También puede ser utilizado para impulsar las funciones de manejo de materiales y otras aplicaciones de servicio intermitente.

Figura 14. **Unidad de poder auxiliar**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 18. Consulta: 6 octubre de 2022.

2. CONCEPTOS DE HIDRÁULICA INDUSTRIAL

2.1. Depósitos

La función principal del depósito en un sistema hidráulico es almacenar y suministrar fluido hidráulico para el uso del sistema.

2.1.1. Funciones del depósito

Además de mantener el suministro de fluido del sistema, un depósito también puede cumplir varias funciones secundarias. Algunos diseñadores de sistemas creen que el depósito es la clave para el funcionamiento eficaz del sistema hidráulico.

Al transferir el calor residual a través de sus paredes, el depósito actúa como un intercambiador de calor que enfría el fluido que contiene. Como desaireador, el depósito permite el ascenso y escape arrastrados mientras los contaminantes sólidos se asientan en el fondo del tanque, lo que lo convierte en un acondicionador de fluidos.

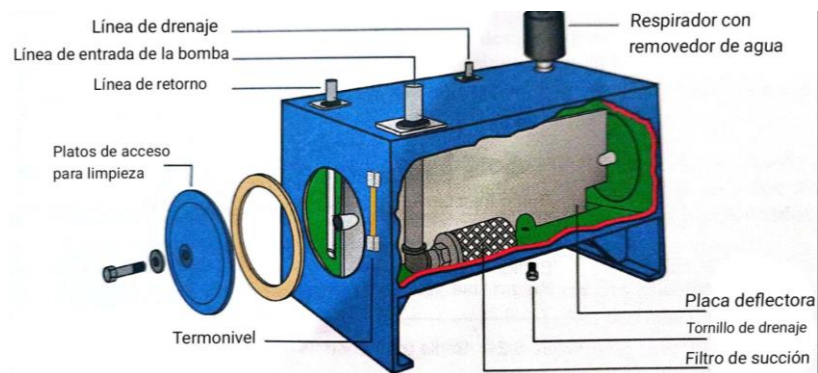
Estas son funciones que también pueden proporcionarse al sistema por métodos que no involucran al depósito.

En algunos casos, el depósito puede usarse como plataforma para soportar la bomba, el motor y otros componentes del sistema. Esto ahorra espacio en el suelo y es una forma sencilla de mantener las bombas y válvulas a una buena altura para el mantenimiento.

2.1.2. Componentes del depósito

Un depósito industrial típico (figura 15) está construido con una placa de acero soldada con extensiones de placa de extremo que soportan la unidad. Para reducir la posibilidad de que la humedad condensada dentro del tanque provoque oxidación, el interior del depósito está pintado con un sellador compatible con el fluido que se está utilizando. Debido a que el depósito está diseñado para facilitar el mantenimiento de fluidos, se coloca un tapón en un punto bajo del tanque para permitir el drenaje completo.

Figura 15. Depósito industrial típico



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 93.

Los diversos componentes que componen un depósito se analizan en las siguientes secciones.

2.1.2.1. Indicador de nivel de aceite

Para comprobar el nivel de líquido en el depósito, se instala una mirilla o dos pequeños ojos de buey en las placas de limpieza. Esto permite verificar los límites de fluido superior e inferior sin exponer el depósito a la contaminación que puede ocurrir cuando se usa una varilla medidora.

2.1.2.2. Conjunto respiradero

Se instala una tapa ventilada para acomodar el intercambio de aire que resulta del cambio constante de presión y temperatura dentro del tanque. A medida que los cilindros hidráulicos se extienden y retraen, el aire ingresa y se expulsa a través de este filtro. Generalmente, el respiradero debe ser lo suficientemente grande para manejar el flujo de aire requerido para mantener la presión atmosférica, ya sea que el tanque esté vacío o lleno (cuanto mayor sea el caudal, mayor será el respiradero).

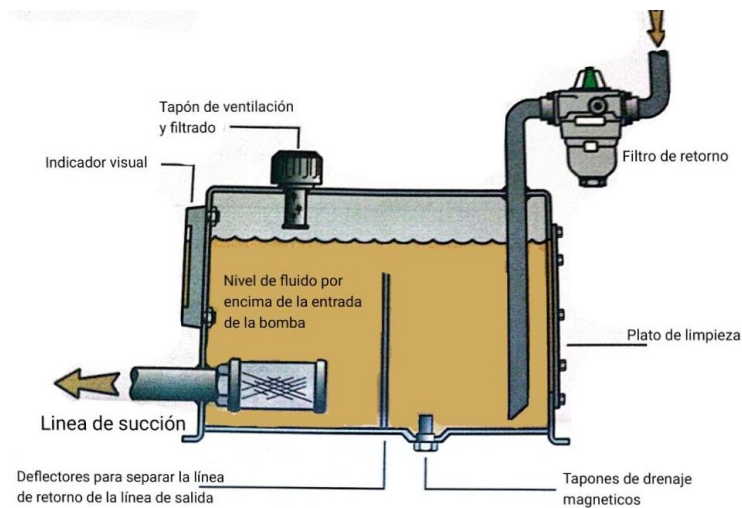
En un depósito presurizado, el respiradero se reemplaza por una válvula de aire que regula la presión del tanque entre límites preestablecidos. A veces se utiliza un filtro de aire en baño de aceite en atmósferas excepcionalmente sucias.

2.1.2.3. Abertura de llenado

La abertura de llenado suele ser parte del conjunto del respiradero. La abertura tiene una pantalla removible que mantiene los contaminantes fuera del tanque cuando se agrega líquido al depósito. Se debe encadenar al depósito una tapa que proporcione un sello hermético.

Otro tipo de abertura de llenado es un accesorio de desconexión rápida, atornillado en la tubería que se extiende hasta unas pocas pulgadas del fondo del tanque. Un carro de aceite portátil, equipado con una pequeña bomba y un filtro, suministra líquido al tanque. Esto mantiene limpio el fluido nuevo y evita la contaminación del depósito.

Figura 16. **La placa deflectora controla la dirección del flujo del tanque**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 94.

2.1.2.4. Placas de limpieza

Las placas de limpieza generalmente se instalan en ambos extremos del tanque. Esto es especialmente cierto en depósitos de más de diez galones (37,85 litros). Las placas se quitan fácilmente y son lo suficientemente grandes para proporcionar un acceso completo cuando se limpia o pinta el interior del depósito.

2.1.2.5. Placas deflectores

Debido a que el fluido que regresa al depósito suele estar más caliente que el fluido de suministro y probablemente contiene burbujas de aire, se utilizan deflectores para evitar que el fluido que regresa ingrese directamente a la entrada de la bomba. Se instala una placa defletores (figura 16) a lo largo del centro del tanque, lo que obliga al fluido a moverse a lo largo de las paredes del depósito, donde gran parte del calor se disipa hacia las superficies exteriores del depósito.

Este viaje largo y de baja velocidad también permite que los contaminantes se asienten en el fondo del tanque y brinda la oportunidad de que el fluido se elimine del aire arrastrado. El resultado final es menos turbulencia en el tanque.

2.1.2.6. Líneas de conexión

La mayoría de las líneas que conducen al depósito terminan por debajo del nivel de aceite. Las conexiones de línea en la tapa del tanque a menudo están empacadas (selladas), con bridas de tipo junta deslizante. Este diseño evita que entren contaminantes a través de estas aberturas y facilita la extracción de los filtros de la línea de entrada para su limpieza.

Las conexiones hechas en la parte superior del depósito a menudo se colocan en elevadores para mantenerlas por encima de la suciedad y otros contaminantes que puedan acumularse en el depósito.

Para evitar que el fluido hidráulico forme espuma y se airee, las líneas de entrada de la bomba deben terminar por debajo del nivel del fluido, generalmente a dos pulgadas (5 mm) del fondo del tanque.

Las líneas de drenaje de la válvula pueden terminar por encima del nivel del líquido, pero generalmente es mejor extenderlas aproximadamente dos pulgadas (5 cm) por debajo del nivel del líquido. En todos los casos, las líneas de drenaje de la bomba y el motor deben terminar por debajo del nivel de líquido más bajo posible.

Las líneas que terminan cerca del fondo del tanque y que no están equipadas con filtros deben cortarse en un ángulo de 45 grados. Esto evita que la abertura de la línea toque fondo en el tanque y corte el flujo. En una línea de retorno, la abertura en ángulo a menudo se coloca de modo que el flujo se dirija hacia las paredes del tanque y lejos de la línea de entrada de la bomba.

2.1.3. Diseño standard del depósito

Además de los estilos patentados ofrecidos por los fabricantes, hoy en día se utilizan comúnmente tres tipos de diseños de depósitos estándar.

2.1.3.1. Depósito JIC

El diseño del depósito de la Conferencia de la Industria Conjunta (JIC) (figura 15), a veces denominado superficie plana, es un tanque horizontal con extensiones que lo mantienen a varias pulgadas del piso o de la superficie de una bandeja de goteo. Este diseño permite una mayor circulación de aire y transferencia de calor desde el fondo y desde las paredes del tanque.

Los depósitos JIC suelen ser tan profundos como anchos, con una longitud de aproximadamente el doble del ancho. Generalmente están hechos de acero decapado y aceitado calibre 9 u 11. Las placas de limpieza de un solo perno en

cada extremo brindan acceso para la limpieza. El fondo del tanque es cóncavo y tiene un tapón de drenaje en su punto más bajo.

El fluido hidráulico filtrado se bombea al depósito a través de un conjunto de llenado/respiradero equipado con un filtro de fluido. En una o dos de las paredes del depósito se instala un visor de nivel que normalmente incorpora un termómetro.

2.1.3.2. Depósito en forma L

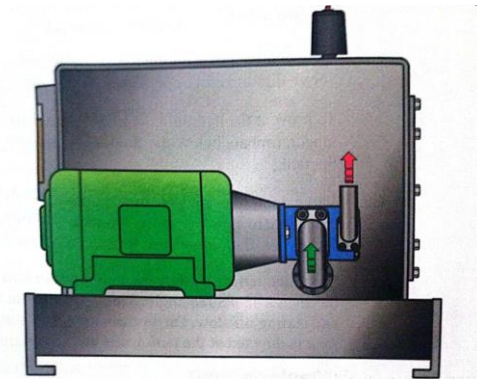
Otro diseño de depósito estándar es la configuración en forma de L (figura 17), que consta de un tanque vertical montado a un lado de una base ancha. El otro lado de la base en U se usa para montar la bomba, el motor, la válvula de alivio y, si es necesario, el intercambiador de calor. Debido a que el nivel de líquido en el tanque es más alto que la entrada de la bomba, se mantiene una presión de entrada positiva, lo que minimiza la posibilidad de cavitación y pérdida de la acción de bombeo.

Las válvulas direccionales y de control de presión se pueden montar al costado del tanque en la sección vertical por encima del nivel del fluido. Si se utilizan válvulas de sub-placa, casi toda la tubería estará dentro del depósito. Esta disposición minimiza la pérdida de fluido debido a fugas.

Se accede al interior del depósito a través de una parte superior con bisagras, que también permite una verificación visual del fluido que regresa mientras los circuitos están en funcionamiento. Esto puede ayudar en la solución de problemas del sistema, cuando sea necesario.

El diseño en forma de L proporciona grandes áreas de superficie para refrigeración. Para promover la circulación de aire, la base del depósito debe elevarse varias pulgadas del piso.

Figura 17. **Diseño del depósito en forma L**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 96.

2.1.3.3. Depósito de apilamiento superior

Otro diseño de depósito es el apilamiento superior (figura 18), que utiliza uno o más marcos modulares tipo bastidor apilados verticalmente con un tanque horizontal estándar en la parte superior. Cada marco generalmente se configura con un conjunto de motor de bomba, con todas las bombas extrayendo fluido del depósito común en la parte superior.

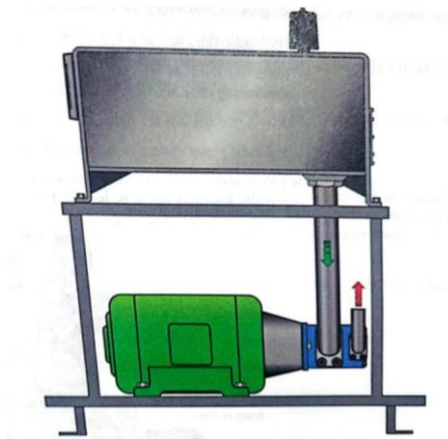
Debido a que los fluidos ACA (Alto contenido de agua) tienen una densidad relativamente alta y una viscosidad baja, deben suministrarse bajo presión positiva para evitar la cavitación de la bomba. La mayoría de los fabricantes suministran el depósito superior como una buena práctica hidráulica siempre que se especifique ACA.

Aunque no hay límite para el número de niveles de apilamiento que se pueden usar, pueden ocurrir problemas de seguridad y mantenimiento cuando la pila supera los tres niveles (dos marcos más el tanque en la parte superior).

Debido a que la condición de cabeza positiva también es beneficiosa para la operación de las unidades de aceite convencionales, el uso de la configuración de pila en aplicaciones que no son ACA está creciendo. El diseño elevado permite drenar el depósito fácilmente, sin tener que bombear el líquido.

La disposición vertical del depósito conserva espacio en el suelo al tiempo que proporciona una economía de escala. Se pueden incorporar dos o más conjuntos de motor de bomba con controles en el montaje en bastidor con un depósito común.

Figura 18. **Diseño del depósito de apilamiento superior**



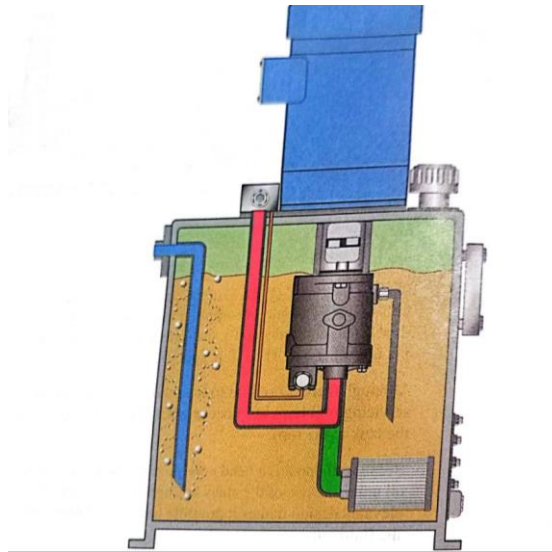
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*, p. 97.

2.1.3.4. Montaje vertical del reservorio

Los conjuntos de depósito se montan con frecuencia en forma vertical. Varias ventajas de este diseño son:

- Espacio de suelo reducido.
- Mayor enfriamiento debido a la inmersión de los componentes en el depósito, lo que da como resultado la dispersión del calor en los fluidos hidráulicos directamente desde el sistema de bombeo.
- El fluido hidráulico actúa como un amortiguador de vibraciones y un supresor de ruido.
- La bomba y su conexión eliminan la posibilidad de cavitación y aireación.
- Las tensiones de la fuerza impulsora se reducen como resultado de las fuerzas gravitatorias (carga lateral).
- El sistema de bomba hidráulica se mantiene más limpio en un depósito sellado.
- Un inconveniente potencial de este diseño es un posible problema de mantenimiento. Se debe quitar todo el conjunto de la bomba del motor para cualquier reparación o reemplazo.

Figura 19. **Depósito vertical**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 98.

2.1.3.5. Modificaciones del reservorio

Aquí hay algunos puntos a tener en cuenta para los casos en los que estos diseños de yacimientos estándar no se pueden usar o modificar y se debe desarrollar un diseño personalizado.

- Asegúrese de que el depósito tenga amplias aberturas de limpieza a las que se pueda acceder cuando el depósito esté en posición.
- Asegúrese de que las paredes y la parte superior del depósito sean lo suficientemente fuertes para soportar cualquier equipo que pueda montarse en él.
- Dimensione el reservorio para al menos un 20 por ciento de sobrecapacidad para proporcionar una reserva contra demandas inesperadas en la capacidad del sistema.

- Asegúrese de que el depósito cuente con un medio de llenado, un indicador de nivel y una conexión de drenaje.

2.1.4. Tamaño del reservorio

Siempre es deseable un tanque grande para promover el enfriamiento y la separación de contaminantes. Como mínimo, el tanque debe almacenar todo el fluido que requerirá el sistema y mantener un nivel lo suficientemente alto para evitar un efecto de remolino en la abertura de entrada de la bomba. Cuando se produce un remolino, se aspira aire con el líquido.

Al determinar el tamaño del yacimiento, es importante considerar los siguientes factores:

- Expansión del fluido causada por las altas temperaturas.
- Cambios en el nivel de líquido debido al funcionamiento del sistema.
- Exposición del interior del tanque a un exceso de condensación.
- La cantidad de calor generado en el sistema.

Para uso industrial, se utiliza una regla de dimensionamiento general:

- Tamaño del tanque (galones)= bomba GPM x 2 o x 3
- Tamaño del tanque (litros) = bomba l/min x 2 o x 3

En sistemas móviles o aeroespaciales, los beneficios de un depósito grande pueden tener que ser sacrificado debido a las limitaciones de espacio.

2.2. Control de contaminación

El control de la contaminación es una ciencia de la ingeniería relativamente nueva y un arte bien establecido y muy practicado entre el personal hidráulico. Aunque se sabe mucho sobre la prevención y el control de la acumulación de contaminantes, se estima que más del 80 por ciento de las fallas del sistema hidráulico se deben a la mala condición de los fluidos.

Un contaminante es cualquier material en un fluido hidráulico que tiene un efecto dañino en el desempeño del fluido en un sistema. Hay varias formas de describir los contaminantes asociados con los sistemas de fluidos, incluido su estado físico, su actividad de origen, sus propiedades y características, y su efecto en el sistema.

Los contaminantes pueden ser gaseosos, líquidos o sólidos. En pocas palabras, la contaminación es cualquier sustancia extraña que contribuye o causa daño al fluido hidráulico o de lubricación del sistema, o partes del sistema, en las que fluye el fluido.

Obviamente, el cuidado adecuado del fluido hidráulico, tanto dentro del sistema como mientras se almacena y manipula, tiene un efecto importante en el rendimiento de la máquina y la resistencia del sistema.

2.2.1. Fuentes de contaminación

Las fuentes de contaminación en los sistemas hidráulicos se pueden dividir en tres categorías generales:

- Contaminación incorporada (figura 20).

- Contaminación ingresada
- Contaminación generada internamente.

Figura 20. **Fuentes de contaminación incorporadas**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 103.

2.2.1.1. **Contaminación incorporada**

Los fabricantes de sistemas hidráulicos generalmente tienen cuidado de proporcionar productos internamente limpios a sus clientes. Sin embargo, a pesar de estos esfuerzos, los equipos nuevos generalmente contienen alguna contaminación incorporada. Estos contaminantes pueden incluir rebabas, astillas, suciedad, polvo, fibras, arena, humedad, selladores de tuberías, salpicaduras de soldadura, pinturas y soluciones de lavado. Los nuevos componentes dentro de un sistema también pueden convertirse en fuentes de contaminación debido a prácticas inadecuadas de almacenamiento, manipulación e instalación. Las válvulas direccionales, cilindros, válvulas de alivio y bombas nuevas pueden contener contaminantes que aparecen en el sistema después de un período de funcionamiento muy corto.

A medida que se arma la máquina, el depósito puede acumular óxido, pedacitos de pintura o polvo. Aunque el depósito se limpia antes de su uso, muchos contaminantes son invisibles para el ojo humano y no se eliminan limpiándolos con un trapo o soplando con una manguera de aire. Las mangueras, tubos y accesorios que se almacenan acumularán polvo y otros componentes atmosféricos de contaminación, que luego se introducen en el sistema hidráulico en la instalación.

Una fuente de contaminación frecuentemente pasada por alto es el montaje de accesorios. Por ejemplo: la conexión de un accesorio de tubería de 3/4 de pulgada crea más de 60 000 partículas de más de 5 micras que quedan disponibles para el sistema. La instalación de varios accesorios introduce una gran cantidad de contaminantes en el sistema durante el montaje.

Los contaminantes, como las incrustaciones de soldadura, pueden permanecer inactivos hasta que se aflojen por las fuerzas del fluido a alta presión o por la vibración de la máquina mientras está funcionando.

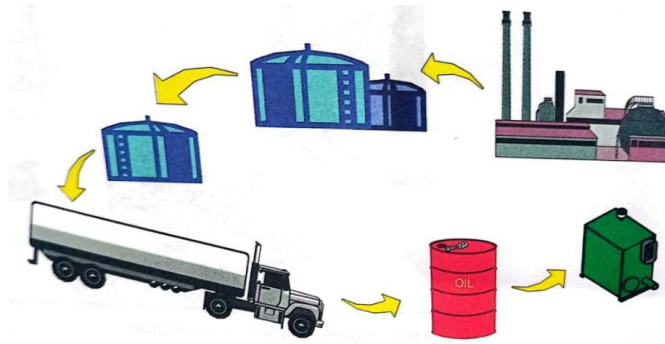
2.2.1.2. Contaminación ingresada

La contaminación ingresada o ambiental es un material extraño que se agrega al sistema hidráulico durante el servicio o mantenimiento, o que se introduce en el sistema desde el entorno que rodea al equipo.

Una fuente común de entrada de contaminación es la que ocurre cuando el sistema se llena con fluido nuevo (figura 21). El aceite nuevo se refina y se mezcla en condiciones bastante limpias, pero luego pasa por muchas manos a medida que se entrega al usuario. El fluido es bombeado de un tanque de almacenamiento a otro varias veces, antes de ser transferido a cisternas,

camiones, barriles y/o botellas, y finalmente llegar al depósito hidráulico. Se recogen varios tipos de contaminación durante este viaje, entre los que se encuentran el metal, la sílice y las fibras.

Figura 21. **El fluido nuevo maneja contaminación durante el manejo**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 104.

La suciedad y otras partículas pueden ingresar al sistema durante el servicio y el mantenimiento. Los componentes se reemplazan o reparan con frecuencia en el sitio en un ambiente sucio. La contaminación del área alrededor del equipo puede ingresar al sistema desde cualquier línea o puerto desconectado.

El aire ingresa al depósito cada vez que un cilindro realiza un ciclo debido a cambios en el nivel de líquido. O, a medida que cambia el nivel del fluido debido, por ejemplo, a la contracción térmica. Todos los depósitos deben tener un respiradero de filtro instalado, pero con demasiada frecuencia, estos son inadecuados o faltan. Las partículas aerotransportadas ingresan al sistema de esta manera.

La contaminación del medio ambiente también puede ingresar al sistema a través de las placas de acceso a la unidad de potencia que se quitaron y, en

ocasiones, no se reemplazaron. Si el acceso a los filtros u otros componentes depende de la extracción de las cubiertas de la unidad de potencia, es posible que no sea posible volver a sellar correctamente.

Las partículas finas se depositan continuamente en los vástagos de los cilindros y luego ingresan al sistema cuando los vástagos se retraen (figura 22). A medida que se desgastan los sellos y rascadores de estos vástagos, la tasa de ingreso de contaminación puede aumentar considerablemente.

Figura 22. **Fuentes de contaminación ingresada**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 105.

2.2.1.3. Contaminación generada internamente

Este tipo de contaminación se crea dentro del sistema por las partes móviles de los componentes hidráulicos. Cada parte móvil interna dentro del sistema puede considerarse una fuente de contaminación autogenerada para todo el sistema. Los mecanismos internos de desgaste incluyen: abrasión, erosión, adherencia, fatiga, cavitación, corrosión y aireación.

2.2.2. Productos de filtración

Existen diferentes productos de filtración para mantener el sistema hidráulico con la menor cantidad de contaminantes, estos son: filtros de entrada, filtros en línea de presión y filtros en línea de retorno.

2.2.2.1. Filtros de entrada

La figura 23 muestra un filtro típico del tipo instalado en las líneas de entrada de la bomba dentro del depósito. En comparación con un filtro, este tipo de colador es relativamente grueso y está construido con alambre de malla fina.

Dos requisitos importantes para cualquier filtro de entrada son:

- El filtro debe pasar el volumen total de la bomba dentro de la caída de presión de entrada permitida para esa bomba.
- El filtro debe proporcionar un flujo de derivación que todavía se encuentra dentro de ese límite cuando el elemento del filtro está bloqueado.

Figura 23. **Malla de filtro de entrada**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 134.

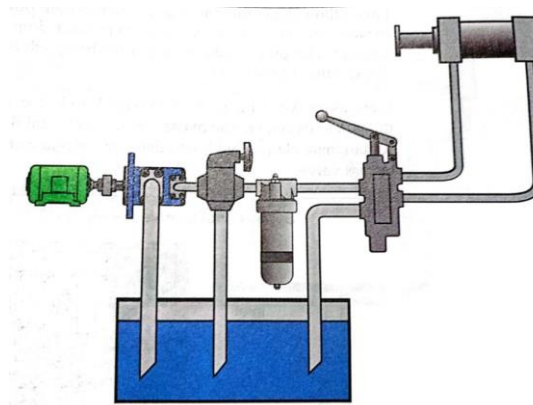
El nivel de contaminación que ingresa a la bomba es un factor crítico. Solo se debe esperar que los filtros de entrada eviten que partículas grandes entren en la bomba y provoquen fallas catastróficas.

2.2.2.2. Filtros de línea presión

Varios filtros están diseñados para instalarse directamente en la línea de presión y pueden atrapar partículas mucho más pequeñas que los filtros de la línea de entrada. Tal filtro podría usarse donde los componentes del sistema son menos tolerantes a la suciedad que la bomba o para proteger los componentes aguas abajo del deterioro de la bomba.

Los filtros de la línea de presión deben poder soportar la presión de funcionamiento del sistema, así como cualquier pulsación de la bomba. El cambio de un elemento de filtro de línea de presión requiere apagar el sistema hidráulico, a menos que se proporcionen válvulas de derivación externas o se use un filtro dúplex (figura 24).

Figura 24. Ubicación del filtro de línea de presión

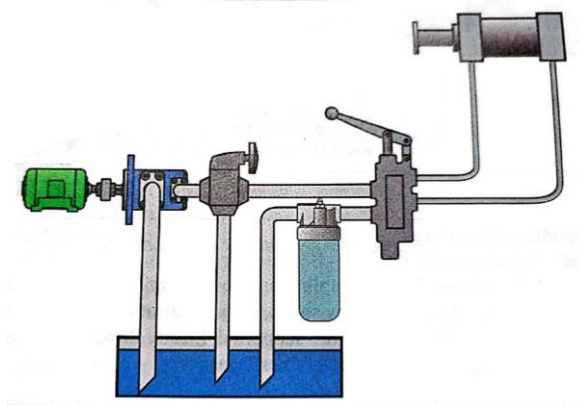


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 135.

2.2.2.3. Filtros de línea de retorno

Los filtros de línea de retorno (figura 25) también pueden atrapar partículas muy pequeñas antes de que el fluido regrese al depósito. El filtro de línea de retorno es casi imprescindible en un sistema con componentes de alto rendimiento que tienen espacios libres muy estrechos.

Figura 25. Ubicación del filtro de línea de retorno



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 135.

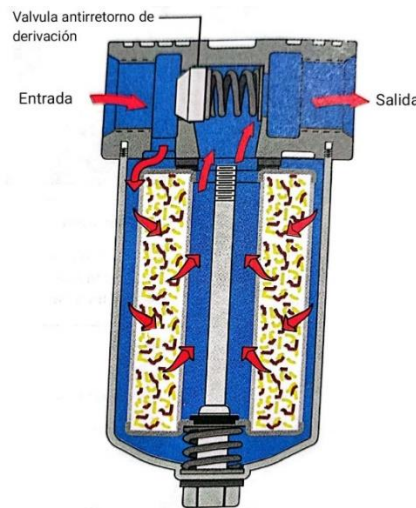
Los filtros de retorno de flujo completo deben tener la capacidad suficiente para manejar el flujo de retorno máximo con una caída de presión mínima. El rendimiento de cualquier filtro de línea de retorno depende de la magnitud del flujo, los cambios de presión y los medios seleccionados.

El término flujo total aplicado a un filtro significa que todo el caudal generado por el sistema pasa por el elemento filtrante. Sin embargo, en la mayoría de los filtros de flujo completo, hay una válvula de derivación preestablecida para abrirse a una caída de presión dada para desviar el flujo más allá del elemento del filtro.

Esto evita que el elemento sea sometido a presiones excesivas que podrían provocar su colapso.

El flujo, como se muestra en la figura 26, es de afuera hacia adentro; es decir, desde alrededor del elemento a través su centro. La derivación se abre cuando el flujo total ya no puede pasar a través del elemento contaminado sin elevar la presión por encima de la presión de ruptura de la válvula de derivación

Figura 26. **Operación típica del filtro**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 136.

2.3. **Actuadores hidráulicos**

Actuador es el término general utilizado para el dispositivo de salida de los sistemas hidráulicos. Dos categorías amplias son los actuadores lineales que entregan potencia en línea recta y los actuadores rotativos que entregan su potencia en un movimiento giratorio o circular. El dispositivo lineal se denomina cilindro hidráulico y el dispositivo giratorio se denomina motor hidráulico.

2.3.1. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son actuadores lineales. Esto significa que la salida de un cilindro es un movimiento o una fuerza en línea recta. La función principal de un cilindro hidráulico es convertir la potencia hidráulica en una fuerza mecánica lineal para realizar trabajo o transmitir potencia.

Hay muchos tipos de cilindros, cada uno con sus propias ventajas y usos típicos. Las categorías generales son RAM, simple efecto, telescópico y doble efecto.

2.3.1.1. Cilindro RAM

Quizás el cilindro de acción simple más simple es el tipo RAM. Tiene una sola cámara de fluido y ejerce fuerza en una sola dirección. La mayoría se montan verticalmente, y se retraen por la acción de la gravedad sobre la carga. Prácticos para carreras largas, los cilindros tipo ariete se utilizan en ascensores, gatos y elevadores de automóviles.

2.3.1.2. Cilindro de simple efecto

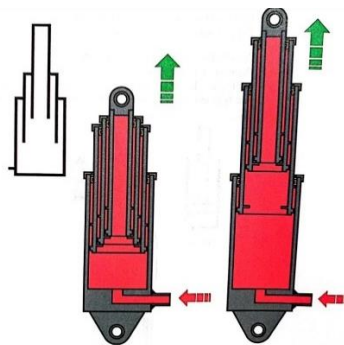
Los cilindros de simple efecto funcionan de manera muy similar a los RAM. Aplican una fuerza en una dirección, confiando en la gravedad o en una fuerza contraria para retraerse. La principal diferencia entre un cilindro de acción simple y un RAM es que el cilindro de acción simple usa un pistón, y el flujo de fuga que pasa por el pistón se lleva al depósito para minimizar la fuga externa.

2.3.1.3. Cilindros telescópicos

Los cilindros telescópicos suelen ser de simple efecto. El cilindro telescópico está equipado con una serie de segmentos de vástago tubular anidados llamados manguitos. Estos manguitos trabajan juntos para proporcionar una carrera de trabajo más larga de lo que es posible con un cilindro estándar. Se pueden utilizar hasta cuatro o cinco mangas. La fuerza máxima se puede ejercer cuando el cilindro se colapsa. Debido a que las sucesivas camisas de cilindro tienen diámetros más pequeños, cada sección tiene un área más pequeña y un volumen disminuido. Por lo tanto, el cilindro aumentará la velocidad a medida que se extienda y será capaz de aplicar menos fuerza en cada etapa.

Los cilindros telescópicos de doble acción, aunque no son tan comunes, se encuentran en algunas aplicaciones cuando las fuerzas externas no retraen los manguitos.

Figura 27. Cilindro telescópico de simple efecto



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 150.

2.3.1.4. Cilindro de retorno por resorte

Un cilindro de retorno por resorte también se considera un cilindro de simple efecto. La presión aplicada al puerto del extremo de la tapa comprime el resorte a medida que se extiende el vástago. Con la presión eliminada, la fuerza del resorte retrae el vástago. Por lo general, se proporciona un drenaje en la cámara del resorte para aliviar el flujo de fuga que pasa por el sello del pistón.

2.3.1.5. Cilindro de doble efecto

El cilindro de doble efecto es el tipo más común utilizado en hidráulica industrial. La presión hidráulica se aplica a cualquiera de los puertos, lo que proporciona un movimiento motorizado cuando se extiende o se retrae.

La mayoría de los cilindros en uso son cilindros básicos de doble efecto, como se muestra en la figura 28. Estos cilindros se clasifican como cilindros diferenciales porque hay áreas desiguales expuestas a la presión durante los movimientos de extensión y retracción.

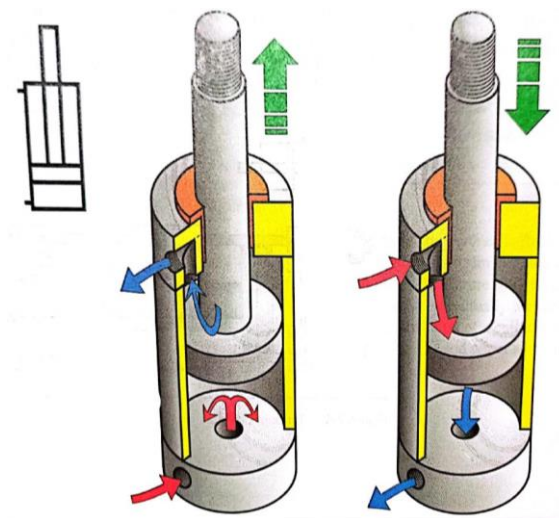
El área del vástago, que reduce el área de trabajo del pistón durante la retracción, provoca la diferencia.

Un cilindro de área diferencial generará más fuerza de salida durante la extensión que durante la retracción. Cuando el cilindro se está extendiendo, la presión del sistema se aplicará al área completa del pistón o al área efectiva; cuando el cilindro se está retrayendo, la presión del sistema solo se aplica al área del pistón que no ha sido reducida por el área del vástago o el área anular. La fuerza de salida de un cilindro es igual a la presión multiplicada por el área de

trabajo del pistón. Si el área efectiva es mayor que el área anular, el cilindro generará más fuerza de salida en la extensión.

La velocidad del cilindro también está relacionada con el área de trabajo del pistón. Un cilindro diferencial se retraerá más rápido de lo que se extenderá si se aplica una cantidad igual de fluido al extremo de la barra, el área anular y el extremo de la tapa, de manera efectiva.

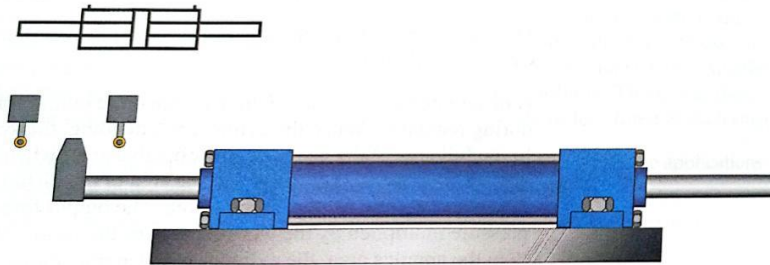
Figura 28. **Cilindro de doble efecto básico**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 151.

Un cilindro de doble vástago es un ejemplo de un cilindro de tipo no diferencial. Hay áreas idénticas en cada lado del pistón siempre que los vástagos tengan el mismo diámetro y puedan proporcionar las mismas fuerzas y velocidades en cualquier dirección. El cilindro de doble vástago se usa principalmente donde es ventajoso acoplar una carga a un extremo de la caja, o donde se requieren velocidades iguales o capacidad de fuerza en ambas direcciones.

Figura 29. **Cilindro de doble vástago**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 152.

Al montar dos pistones de cilindro en línea para formar un cilindro en tándem con un vástago común, se pueden desarrollar fuerzas más altas con una presión y un tamaño de orificio dados. Esta disposición de cilindros se menciona como un ejemplo de flexibilidad de diseño. Es una de las muchas técnicas posibles que se pueden considerar al aplicar los principios básicos de los cilindros. Estos tipos de cilindros son útiles para requisitos de alta fuerza y carrera corta donde no habría espacio suficiente para un cilindro de mayor diámetro.

2.3.2. Motores hidráulicos

Así como los actuadores lineales convierten la potencia de los fluidos en movimiento lineal, los actuadores rotativos convierten la potencia de los fluidos en movimiento giratorio. El fluido es empujado hacia la entrada del actuador giratorio y hace que el eje de salida gire. La resistencia a la rotación por una carga externa crea presión en el circuito hidráulico y en la entrada del actuador rotativo.

Motor hidráulico es el nombre que se suele dar a un actuador rotativo. Los motores se parecen mucho a las bombas en construcción. En lugar de empujar el fluido como lo hace la bomba, son empujados por el fluido y desarrollan un par

y un movimiento giratorio continuo como miembros de salida en el sistema hidráulico.

Todos los motores hidráulicos tienen varios factores en común. Cada tipo debe tener un área de superficie sobre la que actúa un diferencial de presión. Esta superficie es rectangular en motores de engranajes y paletas, y circular en motores de pistones radiales y axiales. El área superficial de cada tipo de motor está conectada mecánicamente a un eje de salida desde el cual se entrega la energía mecánica. Finalmente, la conducción del fluido a presión a la superficie de presión debe sincronizarse en cada tipo de motor hidráulico para mantener la rotación continua.

El rendimiento máximo de un motor en términos de presión, flujo, par de salida, velocidad, eficiencia, vida útil esperada y configuración física está determinado por:

- Capacidad de presión de los componentes internos y externos
- Características de fugas internas
- Eficiencia de transmisión de fuerza y potencia

Hay una variedad de motores hidráulicos utilizados en aplicaciones industriales. El tipo de motor utilizado depende de las exigencias y criterios de funcionamiento de cada aplicación individual.

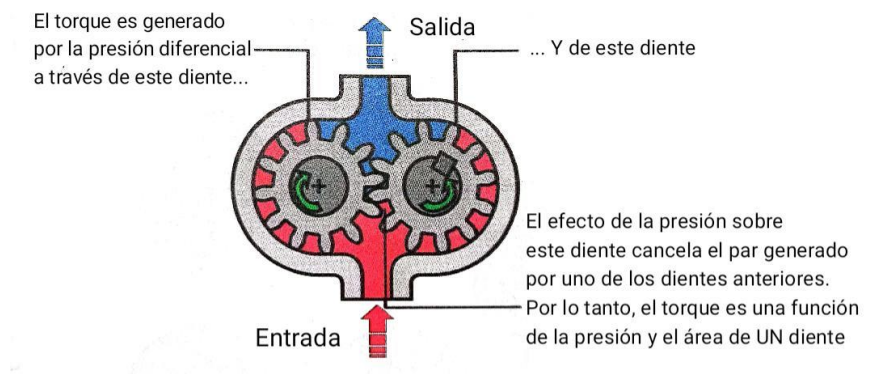
2.3.2.1. Motores de engranajes

Los motores hidráulicos de engranajes son actuadores que realizan un trabajo mecánico en forma de movimiento giratorio ejerciendo un par en el eje de salida.

2.3.2.1.1. Motores de engranajes externos

Los motores de engranajes externos consisten en un par de engranajes acoplados encerrados en una carcasa (figura 30). Ambos engranajes tienen la misma forma de dientes y son accionados por fluido a presión. Un engranaje está conectado a un eje de salida, el otro es un loco.

Figura 30. **Generación de torque en un motor de engranajes externos**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 171.

La presión del fluido ingresa a la carcasa por un lado en un punto donde los engranajes engranan y obligan a los engranajes a girar, ya que el fluido a alta presión sigue el camino de menor resistencia alrededor de la periferia de la carcasa (gris). El fluido sale, a baja presión, por el lado opuesto del motor.

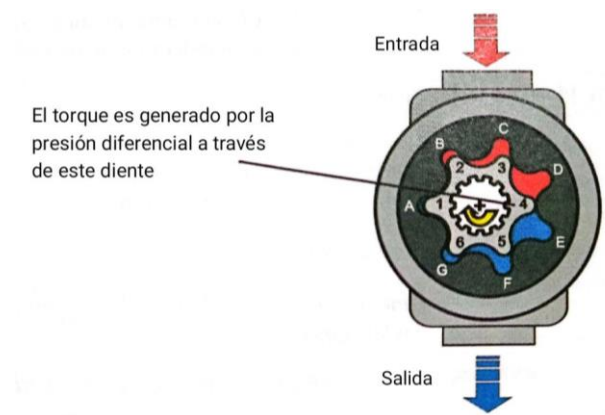
Tenga en cuenta que el par desarrollado es una función del desequilibrio hidráulico de solo un diente de un engranaje a la vez: el otro engranaje y los dientes están equilibrados hidráulicamente.

Las tolerancias estrechas entre los engranajes y la carcasa ayudan a controlar las fugas de fluidos y aumentan la eficiencia volumétrica. Las placas de desgaste en los lados de los engranajes evitan que los engranajes se muevan axialmente y también ayudan a controlar las fugas.

2.3.2.1.2. Motores de engranajes internos

Los motores de engranajes internos se dividen en dos categorías; motores gerotor de transmisión directa y motores gerotor en órbita. Un motor gerotor de transmisión directa consta de un engranaje interior y un eje externo, como se muestra en la figura 31. El engranaje interior tiene un diente menos que el exterior. La forma de T del engranaje es tal que todos los dientes de ambos engranajes están en contacto en todo momento. Cuando se introduce fluido a presión en el motor, ambos engranajes giran. Los puertos estacionarios de entrada y salida en forma de riñón están integrados en la carcasa del motor.

Figura 31. Sección transversal del motor gerotor de transmisión directa



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 172.

Los centros de rotación de los dos engranajes están separados por una cantidad dada llamada excentricidad. El punto central del engranaje interior coincide con el punto central del eje de salida. Como se muestra en la vista A de la figura 32, el fluido a presión ingresa al motor a través del puerto de entrada. Debido a que el engranaje interno tiene un diente menos que el externo, se forma una bolsa entre los dientes internos 4 y 5 y el receptáculo externo E. El puerto de entrada está diseñado de modo que justo cuando este volumen de bolsa alcanza su máximo, la entrada de fluido se cierra, con las puntas de los dientes del engranaje interno 4 y 5 proporcionando un sello (vista B de la figura 32).

Figura 32. **Secuencia del motor gerotor de transmisión directa**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 172.

A medida que el par de engranajes interior y exterior siguen girando, como se muestra en la vista C de la figura 32, se forma una nueva bolsa entre los dientes interiores 5 y 6 y el casquillo exterior F. Mientras tanto, la bolsa se forma entre los dientes interiores 4 y 5 y el receptáculo exterior E se ha movido alrededor del puerto de salida, drenando constantemente a medida que

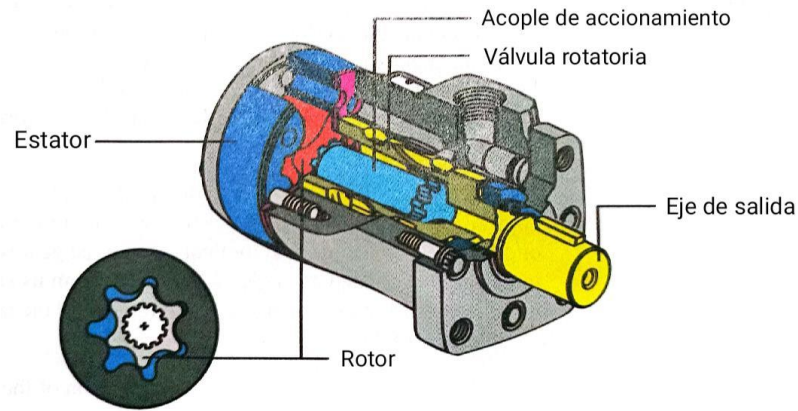
disminuye el volumen de la bolsa. El cambio de volumen medido y gradual de las bolsas durante el llenado y la descarga proporciona un flujo de fluido suave y uniforme con una mínima variación de presión (ondulación).

Debido a que hay un diente adicional en el engranaje exterior, los dientes del engranaje interior se mueven hacia afuera un diente por revolución. En la vista A de la Figura 32, el diente interior 1 está sellado en el alveolo exterior A. En la vista H, que es la finalización de un ciclo, el diente interior 1 está asentado en el alveolo exterior G, a un diente del punto de partida. Esta acción produce una velocidad diferencial relativa baja entre los dos engranajes.

Al invertir el flujo de fluido, el eje de salida del motor gira en la dirección opuesta. En este ejemplo, se utiliza una configuración de engranaje interno de 6 dientes y engranaje externo de 7 dientes. Se pueden utilizar otras combinaciones de número de dientes, pero el engranaje exterior siempre debe tener un diente más que el interior.

Un motor gerotor en órbita consta de un conjunto de engranajes emparejados, un acoplamiento de transmisión, un eje de salida y una placa de válvula conmutadora o cuerpo de válvula (figura 33). El engranaje exterior estacionario tiene un diente más que el engranaje o rotor interior giratorio. El acoplamiento de transmisión tiene estrías en ambos extremos que coinciden con las estrías de acoplamiento en el rotor y el eje, y transmite el movimiento entre ellos. El conmutador, que gira a la misma velocidad que el engranaje interior, siempre proporciona fluido a presión y un pasaje al tanque a las áreas apropiadas de los espacios entre los dos engranajes.

Figura 33. **Motor gerotor en órbita**

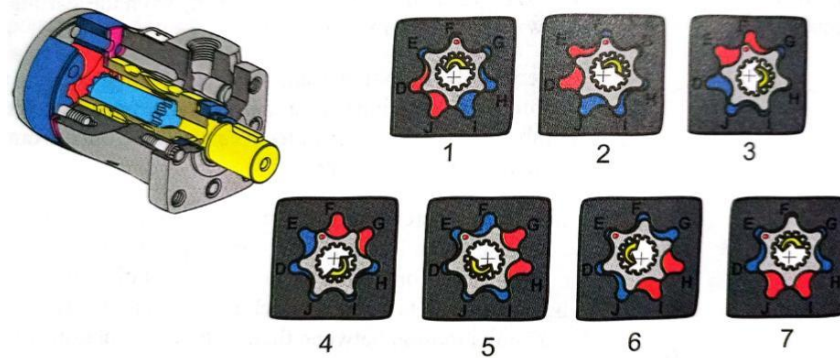


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 173.

Como se muestra en la vista 1 de la figura 34, el diente del engranaje interior con un punto rojo está alineado exactamente en el receptáculo F del engranaje exterior. El + marca el centro del engranaje estacionario (exterior) y se desplaza hacia el centro del engranaje giratorio (interior).

Cuando el fluido a presión fluye hacia el cuadrante inferior izquierdo entre los engranajes interno y externo, el engranaje interno es forzado hacia la derecha, ya que el fluido en el cuadrante inferior derecho se conduce hacia el escape. A medida que este engranaje se mueve hacia la derecha, gira alrededor del receptáculo F y se asienta en una nueva posición, con un diente ahora alineado exactamente con el receptáculo G ilustrado en la vista 2 de la figura 34.

Figura 34. **Secuencia del motor gerotor en órbita**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 174.

Sin embargo, a medida que continúa la rotación, el engranaje interior gira en el sentido de las agujas del reloj, mientras que gira en el sentido contrario a las agujas del reloj. Como cada diente subsiguiente del rotor se asienta en sus casquillos, el diente directamente opuesto en el rotor al diente asentado siempre se convierte en el medio entre la presión y el fluido de retorno (vista 2 de la figura 34). El fluido presurizado continúa obligando al rotor a engranar en el sentido de las agujas del reloj mientras gira en el sentido contrario a las agujas del reloj.

Debido al casquillo adicional en el engranaje fijo, la próxima vez que el diente de punto rojo se alinee en un casquillo, estará en el casquillo E (vista 6 de la figura 34). La vista 7 muestra que después de un ciclo completo, el siguiente diente del engranaje interno está alineado con el receptáculo F y el engranaje interno ha girado un ángulo de 60 grados desde su punto de partida en la vista 1. Cinco ciclos más, para un total de seis, son necesarios antes de que el engranaje interior y el eje realicen una revolución completa.

Un motor Geroler (figura 36) es una variación del motor gerotor en órbita. En lugar de un contacto directo entre el estator y el rotor, se incorporan rodillos en las cámaras de desplazamiento. Los rodillos reducen el desgaste y la fricción, lo que permite que los motores se utilicen en aplicaciones de mayor presión con mayor eficiencia mecánica.

Figura 35. **Motor Geroler**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 175.

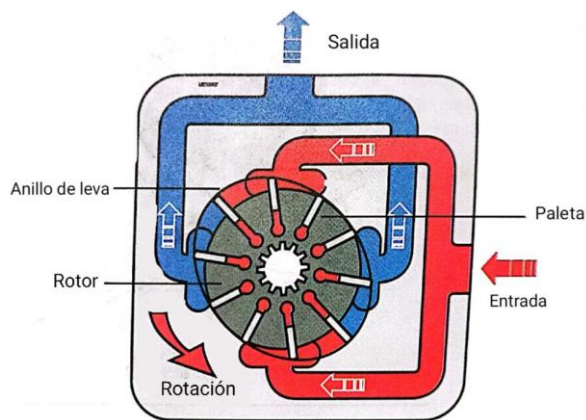
2.3.2.2. Motor de paletas

En la figura 36 se muestra una vista transversal de un grupo giratorio de paletas equilibradas. Los elementos que se muestran en la vista son la leva (o anillo de levas), el rotor y las paletas. El eje de salida del motor está conectado al centro del rotor. Las paletas se deslizan hacia adentro y hacia afuera de las ranuras del rotor para hacer contacto con la superficie de la leva.

El fluido que ingresa al motor presurizará dos lados opuestos del conjunto del rotor y el fluido de retorno saldrá por dos lados opuestos. De esta manera, las presiones iguales siempre están opuestas entre sí, equilibrando las fuerzas en todo el rotor. Esto alivia cualquier carga sobre el eje impulsor y los cojinetes

causada por presiones y fuerzas internas. Aunque originalmente fue iniciado por Harry Vickers a mediados de la década de 1930, todas las bombas y motores de paletas de desplazamiento fijo en la actualidad tienen un diseño equilibrado.

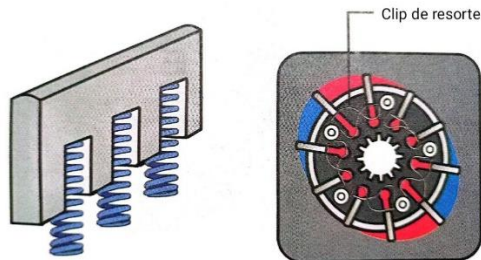
Figura 36. **Sección transversal de un grupo giratorio de motor de paletas balanceadas**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 175.

Se coloca un tipo de resorte, ya sea un clip de resorte o un resorte helicoidal pequeño, debajo de la paleta para que permanezca contra la superficie de la leva (figura 37). El fluido de entrada también se conduce a las paletas para equilibrar la presión entre la parte superior e inferior y evitar que la presión empuje la paleta hacia la ranura.

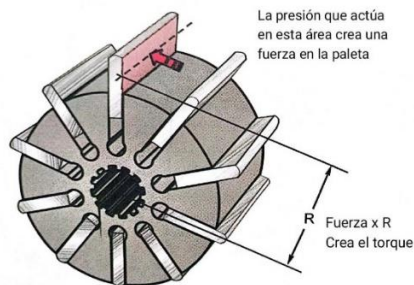
Figura 37. **Los resortes mantienen la paleta contra la leva**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 176.

La figura 38 muestra cómo la presión diferencial a través de una paleta creará una fuerza sobre la paleta. La cantidad de paleta expuesta a la presión determinará la magnitud de la fuerza (la fuerza es igual a la presión por el área), y la distancia desde el centro del área expuesta de la paleta hasta el centro del eje impulsor determinará el par que se genera. Por lo tanto, la salida de par de un motor de paletas depende de la presión, el tamaño de la paleta (altura que se extiende por encima del rotor y el ancho) y el radio del rotor (distancia desde la línea central del eje de transmisión).

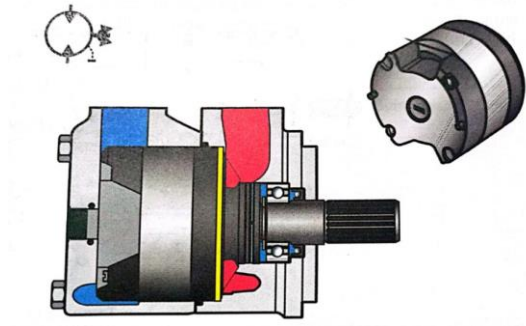
Figura 38. **La presión que actúa sobre la paleta crea un par en el eje impulsor**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 176.

El motor de paletas de alto rendimiento tiene cambios significativos en la construcción con respecto a los diseños anteriores. Todo el conjunto de anillo, rotor, álabes y placas laterales es extraíble y reemplazable como una unidad (figura 39). De hecho, los cartuchos preensamblados y probados están disponibles para reemplazo en campo. Estos motores también son reversibles al invertir el flujo hacia y desde los puertos.

Figura 39. **Diseño de cartucho de motor de paletas de alto rendimiento**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 177.

2.3.2.3. Motores de pistones

Hay una variedad de diseños de motores de pistón actualmente disponibles. Las exigencias de cada aplicación industrial determinan la selección correcta de un tipo de motor de pistones. En esta sección se cubre la información sobre el motor de pistón en línea, el motor de pistón radial y el motor de pistón de eje inclinado.

Los motores de pistón son generalmente los más eficientes de los tres tipos de motores hidráulicos que se analizarán y, por lo general, son capaces de alcanzar las velocidades y presiones más altas. Para aplicaciones

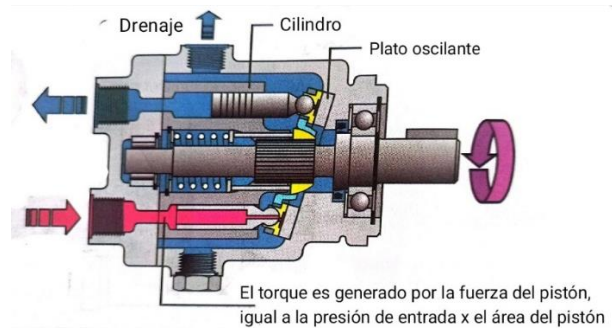
aeroespaciales en particular, se utilizan debido a su alta relación potencia/peso. Los diseños de motores en línea, debido a su construcción comparativamente simple y su menor costo resultante, son generalmente preferidos para aplicaciones de menor par y mayor velocidad, tales como máquinas herramienta. Los motores de pistones radiales son los preferidos para las aplicaciones de mayor par y menor velocidad, como la extrusión y laminación.

Los tres tipos de motores están disponibles en diseños de desplazamiento fijo o desplazamiento variable.

2.3.2.3.1. Motor de pistones en línea

Los motores de pistón generan par a través de la presión en los extremos de los pistones alternativos que operan en un bloque de cilindros. El eje de transmisión del motor y el bloque de cilindros están centrados en el mismo eje en el diseño en línea (figura 40). La presión en los extremos del pistón provoca una reacción contra un plato oscilante, impulsando el bloque de cilindros y el eje del motor en rotación. El par es proporcional al área de los pistones y es una función del ángulo en el que se coloca el plato oscilante.

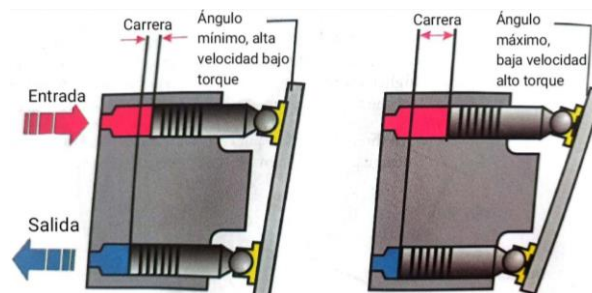
Figura 40. **Motor de pistones en línea de cilindrada fija**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 178.

La velocidad del eje impulsor depende del ángulo de la placa oscilante, así como del flujo hacia el motor. El par y la velocidad tienen una relación inversa entre sí; un ángulo de placa oscilante más grande proporcionará un mayor torque a una presión determinada, pero RPM del eje más bajas. Con el mismo flujo y presión de entrada, un ángulo de placa oscilante más bajo proporcionará un par de salida más bajo y una velocidad de eje más alta. La figura 41 ilustra este concepto.

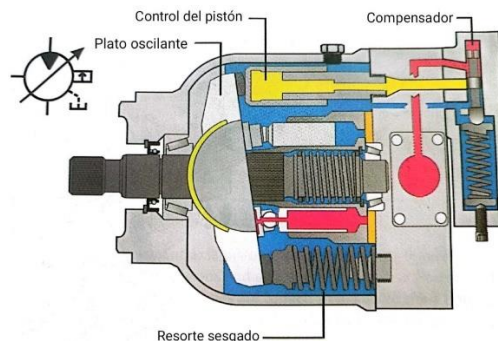
Figura 41. **El ángulo del plato oscilante determina la relación de par y velocidad**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 178.

El motor de pistones en línea de desplazamiento variable se muestra en la figura 42. El plato cíclico está montado en un plato cíclico pivotante, y el ángulo se puede cambiar por varios medios que van desde una simple palanca o volante hasta sofisticados controles hidráulicos o servo. En la figura 42 se ilustra un control de compensador hidráulico básico. A medida que la presión sube a un ajuste predeterminado del compensador, el carrete del compensador se desplazará y permitirá que entre fluido en el pistón de control. Esto hará que el yugo gire hacia el desplazamiento máximo, aumentando el par y reduciendo la velocidad de salida. Cuando la presión se reduce, el yugo volverá a su configuración de par bajo y velocidad alta. Por lo general, se proporcionan topes de ángulo mínimo para que el par y la velocidad se mantengan dentro de los límites operativos.

Figura 42. **Motor de pistones en línea de cilindrada variable**



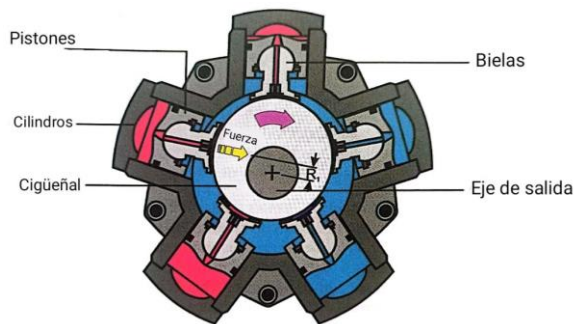
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 179.

2.3.2.3.2. Motores de pistones radiales

En la figura 43 se muestra una ilustración de la sección transversal de un motor de pistones radiales. Los componentes principales son los cilindros, los pistones, las bielas, el tambor del cigüeñal y el eje de salida. En el dibujo no se

muestra una válvula giratoria conectada al eje de salida en el lado inverso del motor.

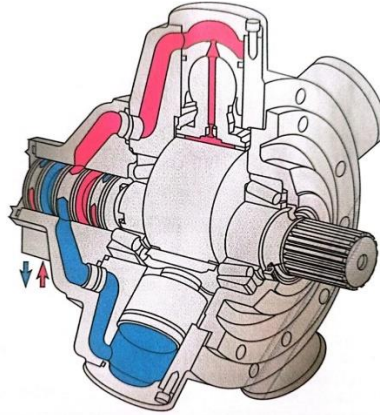
Figura 43. **Motor de pistones radial**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 179.

El fluido ingresa al motor a través de la válvula rotativa, que lo conecta a los pistones. La fuerza creada por el área del pistón bajo la presión del fluido, que actúa contra el desplazamiento del tambor excéntrico del cigüeñal, crea una rotación del eje de salida a medida que el pistón se extiende en su interior. A medida que el eje gira, hace girar la válvula rotatoria, transportando fluido a pistones sucesivos y manteniendo un movimiento rotatorio continuo. El fluido de retorno que sale de los pistones de retracción se conduce a través de la válvula y al depósito (figura 44).

Figura 44. **Puertos de entrada y salida en un orificio pequeño de motor de pistones radiales**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 180.

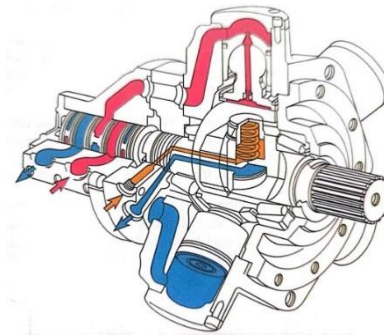
El fluido presurizado también viaja a través de un pequeño orificio en el centro de la biela del pistón hacia el área de la superficie entre la biela y el tambor.

Como se muestra en la figura 45, se presurizan dos o tres pistones al mismo tiempo. Esto evita cualquier punto muerto causado por un solo pistón en el punto muerto superior, asegurando una salida de rotación suave.

El par de salida está determinado por la fuerza del pistón contra el tambor y por la cantidad de compensación del tambor. Las presiones más altas, los pistones más grandes y un tambor más grande conducirán a un nivel de par de salida más alto. Una mayor cantidad de pistones también proporcionará un mayor par, y esto se logra en algunos motores muy grandes mediante el uso de una doble fila de pistones.

Los motores de pistones radiales pueden cambiar su desplazamiento cambiando la excentricidad del tambor en el cigüeñal. Esto se hace insertando dos pistones, uno pequeño y otro grande, dentro del tambor como se muestra en la figura 45. El pistón pequeño mantiene el tambor desplazado a su desplazamiento máximo y el pistón grande desplaza el tambor para obtener el desplazamiento mínimo. Este cambio se puede hacer mientras el motor está en movimiento y crea un cambio muy suave en el desplazamiento. Se aplica una presión piloto exterior para proporcionar la fuerza de cambio.

Figura 45. **Motor de pistones radiales de cilindrada variable**

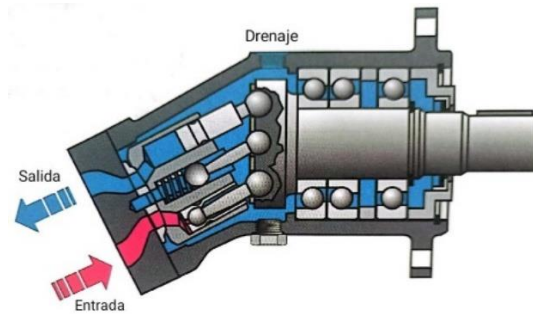


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 181.

2.3.2.3.3. Motores de pistones de eje inclinado

En la figura 46 se muestra una vista transversal de un motor de pistón de eje doblado. Los elementos principales son un bloque de cilindros, pistones y zapatas, eje de transmisión y brida, un enlace universal y una placa de válvula. Las zapatas del pistón están alojadas en la brida del eje de transmisión y el enlace universal mantiene la alineación entre el bloque de cilindros y el eje de transmisión para que giren juntos.

Figura 46. **Motor de pistones de eje inclinado**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 181.

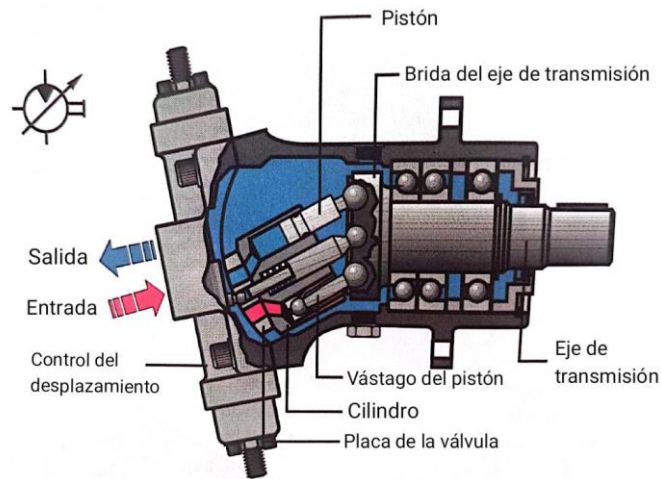
A medida que el fluido es forzado a través de la placa de la válvula hacia el bloque de cilindros, los pistones son forzados a salir del bloque de cilindros, forzando a la brida del eje impulsor a girar. Esto hace que el eje de transmisión gire junto con el bloque de cilindros y los pistones. Los pistones son forzados a regresar al bloque de cilindros por la brida del eje impulsor, y el fluido es forzado a salir a través del plato de la válvula y de regreso al depósito. Toda la operación es muy similar a la del motor de pistón en línea, excepto que el bloque de cilindros y el ensamblaje del pistón están angulados en lugar de un plato oscilante.

La cantidad de torque que entregará un motor se basa en la fuerza del pistón (presión por el área de la sección transversal del pistón), el radio de la fuerza de la brida del eje impulsor por la distancia) y el ángulo del bloque de cilindros. Cuanto mayor sea el ángulo del bloque de cilindros, mayor será la salida de par para cualquier presión y tamaño de pistón dados.

La variación del desplazamiento de un motor de pistón de eje inclinado es similar a la de un modelo en línea, excepto que, en lugar de mover un yugo para alterar el ángulo del plato oscilante, el conjunto de bloque de cilindros/pistón se

mueve para alterar el ángulo entre el cilindro bloque y la brida del eje impulsor (figura 47).

Figura 47. **Motor de eje inclinado de desplazamiento variable**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 182.

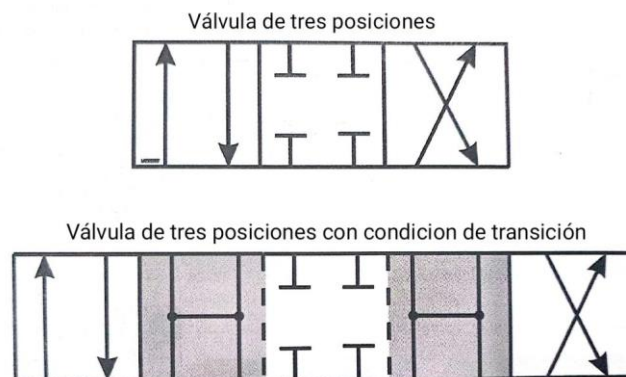
2.4. Válvulas direccionales

Como su nombre lo indica, las válvulas direccionales controlan la dirección del flujo de fluido en un circuito hidráulico. También desvían, inician, detienen, secuencian y enclavan el movimiento del actuador. Aunque comparten esta función común, las válvulas direccionales varían considerablemente en construcción y operación. Se clasifican según características principales como las que se enumeran a continuación:

- Tipo de elemento de válvula interna: la dirección del fluido se puede controlar mediante un asiento (pistón o bola), un carrete giratorio o un carrete deslizante.

- Métodos de actuación: las válvulas direccionales pueden ser accionadas por medios manuales, mecánicos, neumáticos, hidráulicos o eléctricos, o una combinación de estos.
- Número de rutas de flujo: las válvulas direccionales pueden ser de dos, tres o cuatro vías. Eaton hace referencia al número total de rutas de flujo disponibles. En la figura 48 se ilustra una válvula de control direccional de cuatro vías, es decir, cuatro vías de flujo y tres posiciones. Algunos fabricantes pueden referirse a la cantidad de puertos activos en lugar de la cantidad de rutas de flujo activas. En cualquier caso, la simbología gráfica refleja la función del componente más que la construcción, y mejorará la comprensión del efecto de los componentes en un circuito hidráulico.

Figura 48. **Válvula direccional de tres posiciones**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 185.

- Tamaño: el tamaño de la válvula puede referirse al tamaño nominal de las conexiones de puerto o brida a la válvula o su placa de montaje, GPM nominal (l/min), o con referencia a un patrón de montaje estándar.

- Conexiones: las válvulas direccionales pueden tener conexiones de rosca recta, brida, subplaca o colector, o rosca de tubería. Se desaconseja encarecidamente el uso de roscas de tubería debido al potencial de fugas.

Las válvulas direccionales dirigen el fluido abriendo y cerrando rutas de flujo en posiciones de carrete de válvula discretas. Para cada posición finita, el símbolo gráfico de una válvula direccional contiene un sobre o cuadrado separado que muestra las rutas de flujo u otras condiciones del puerto en esa posición. Cuando sea necesario, este símbolo también puede indicar condiciones de transición (cruce) (figura 48) que indican lo que le sucede a la(s) ruta(s) de flujo mientras el elemento de válvula cambia de una posición finita a otra. Aunque normalmente no se muestra en las impresiones de los circuitos de las máquinas, esta condición de transición puede ser extremadamente importante en relación con el funcionamiento aceptable de los componentes, la expectativa de vida y los problemas de seguridad.

Un ejemplo de la importancia de la condición de transición es la presencia de una carga colgante o dinámica que crea presión en el sistema. Si un carrete de válvula direccional está configurado para cruce abierto, es decir, todos los puertos están abiertos al tanque durante el cambio, la presión creada por la carga se liberaría junto con una pequeña cantidad de fluido y la carga podría caer durante el cambio de válvula. Esta acción podría causar una descarga que dañe los componentes y también plantea un problema de seguridad. A menos que se incorporen al circuito otros diseños de retención de carga, la transición para este tipo de carga dinámica debe controlarse mediante un carrete de cruce cerrado.

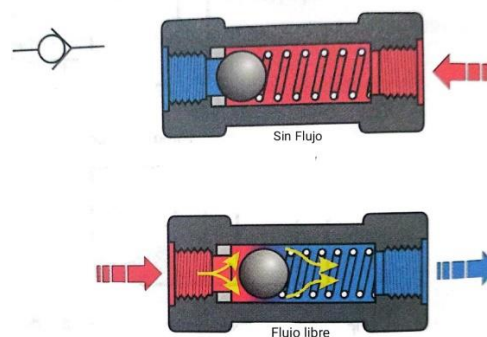
Un ejemplo de configuración diametralmente opuesta, es decir, el cruce abierto en oposición al cruce cerrado sería en el uso típico de bombas de presión compensada. Si bien generalmente se acepta que la mayoría de los circuitos que

usan bombas compensadas tienen condiciones de centro cerrado finito, el cruce generalmente se adapta mejor a un cruce abierto para evitar que la bomba intente compensar cada vez que se cambia la válvula. Esto es particularmente cierto en las operaciones de ciclo alto donde un cruce cerrado sometería a la bomba compensada a fuertes golpes continuos y picos de presión con cada cambio de válvula.

2.4.1. Válvulas de retención

En su forma más simple, una válvula de retención es una válvula direccional unidireccional. Permite el flujo libre en una dirección, mientras bloquea el flujo en la otra dirección. El símbolo gráfico de una válvula de retención es una bola y un asiento (figura 49). Un resorte ligero, generalmente equivalente a 5 psi (0,34 bar, 34 kPa), mantiene el asiento en la posición normalmente cerrada. Hay otras presiones de resorte disponibles para satisfacer los requisitos de aplicaciones específicas, como proporcionar presión piloto. En la dirección de flujo libre, el asiento se abre a una presión equivalente a la clasificación del resorte, lo que permite que el fluido pase a través de la válvula.

Figura 49. Válvula de retención



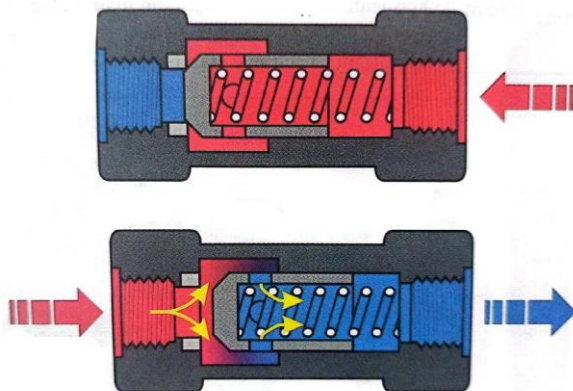
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 186.

2.4.1.1. Válvulas de retención en línea

Para permitir que el fluido fluya directamente a través de la válvula, se instala una válvula de retención en línea (figura 50) directamente en la línea hidráulica, preferiblemente con una conexión de rosca recta. Las válvulas están disponibles en una variedad de flujos, hasta aproximadamente 100 GPM (380 l/min). Uno de los inconvenientes de su diseño es que a medida que aumenta el flujo a través de la válvula, también aumenta la caída de presión a través de la válvula debido al tamaño fijo de la restricción creada por el asiento en la trayectoria del flujo de fluido.

Las válvulas de retención en línea no solo se utilizan para bloquear el flujo, sino también como derivación de seguridad para los aumentos repentinos de flujo a través de filtros e intercambiadores de calor. Con una clasificación de resorte más alta, se puede usar una válvula de retención en línea como un medio para generar presión piloto.

Figura 50. Operación de la válvula de retención tipo asiento en línea



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 187.

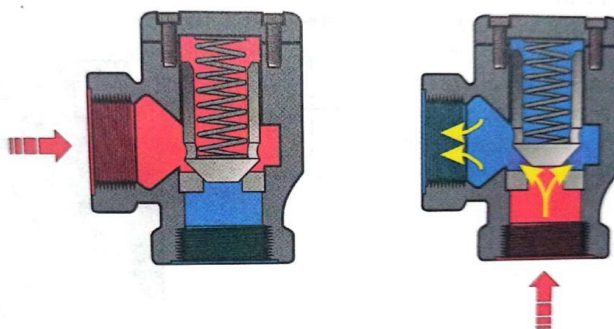
2.4.1.2. Válvulas de retención de ángulo recto

Las válvulas de retención en ángulo recto (figura 51) están diseñadas con los puertos de entrada y salida en ángulo recto entre sí. Este diseño permite flujos más altos con una caída de presión más baja ya que el asiento se empuja fuera de la ruta de flujo del fluido.

Para mejorar el ciclo de vida, estas válvulas generalmente tienen asientos y obturadores de acero endurecido. Este tipo de válvula está disponible con puertos roscados y conexiones bridadas. Están disponibles en caudales de hasta aproximadamente 300 GPM (1 100 l/min).

Todos los tipos de válvulas de retención deben recibir un mantenimiento adecuado para evitar fugas más allá de la bola o el pistón y el asiento cuando están cargadas. Las fugas generarán calor y provocarán un movimiento no deseado de los actuadores, derivación de los elementos del filtro y problemas de seguridad donde la retención de la carga o el aislamiento del circuito es una función principal de la válvula de retención.

Figura 51. Válvula de retención de ángulo recto



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 187.

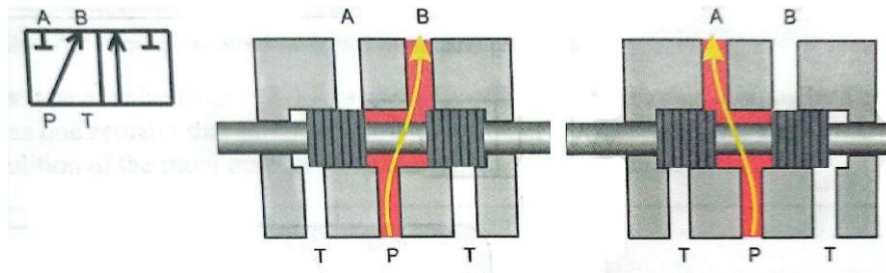
2.4.2. Dos vías, tres vías y cuatro vías

La función básica de las válvulas direccionales es conectar o desconectar dos o más puertos cambiando o girando un carrete. El número de puertos activos a través de los cuales puede fluir el fluido determina si se trata de una válvula de dos, tres o cuatro vías. Los puertos de una válvula de dos vías normalmente se consideran entrada y salida. Los puertos de una válvula de tres vías suelen estar etiquetados como P (para presión), A y B. A y B designan los dos caminos alternativos a través de los cuales se puede dirigir el fluido. Los puertos de una válvula de cuatro vías generalmente están etiquetados como P, A, B y T, donde T designa el puerto de retorno (o tanque).

Una válvula de dos vías crea o bloquea un camino entre dos puertos activos al cambiar o rotar un carrete. En una posición, los puertos de entrada y salida están conectados, y en la otra posición, el camino entre los dos puertos está bloqueado.

Las válvulas de tres vías tienen configuraciones de carrete que permiten el flujo desde el puerto de presión al puerto A o al puerto B (figura 52). En una posición, el puerto de presión está conectado al puerto A mientras que el puerto B está bloqueado. En la otra posición, el puerto de presión está conectado al puerto B, mientras que el puerto A está bloqueado.

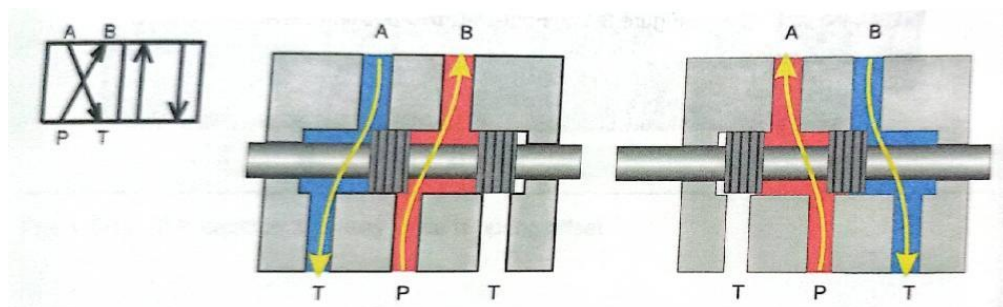
Figura 52. **Válvula de tres vías y dos posiciones**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 191.

Una válvula de cuatro vías selecciona puertos alternativos al igual que la válvula de tres vías, pero el puerto del tanque se usa para el flujo de retorno desde el puerto opuesto (figura 53). En una posición, el puerto de presión está conectado al puerto A mientras que el puerto B está conectado a T. En la otra posición, el puerto de presión está conectado al puerto B mientras que el puerto A está conectado a T. Se puede usar una válvula de cuatro vías para mover un actuador en cualquier dirección.

Figura 53. **Válvula de cuatro vías y dos posiciones**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 191.

2.4.3. Posiciones del carrete

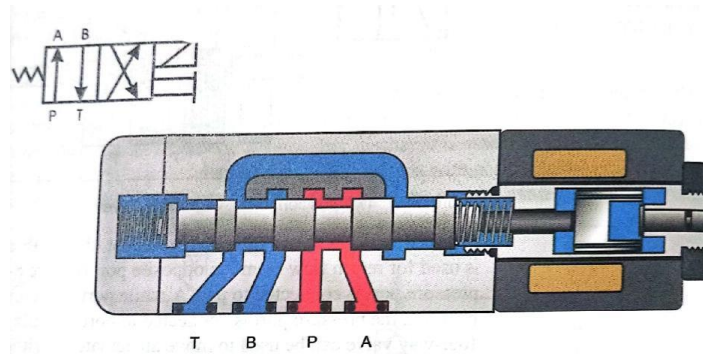
Las válvulas direccionales se designan con dos o más posiciones, lo que se refiere al número de ubicaciones operativas específicas a las que se puede mover el carrete. La mayoría de las válvulas son válvulas de dos o tres posiciones, cada posición proporciona un conjunto distinto de condiciones de operación. Las válvulas de dos vías también son válvulas de dos posiciones. Las válvulas de tres y cuatro vías pueden ser válvulas de dos o tres posiciones.

La mayoría de las válvulas de cuatro vías están disponibles con varias condiciones de carrete en cada posición. La referencia gráfica a estas condiciones típicamente muestra la válvula en su condición neutral o desenergizada. Para relacionar la función de la válvula en relación con el accionamiento, se deben considerar la secuencia del operador, el movimiento del carrete y los cambios de puertos. Las siguientes son ayudas útiles para interpretar correctamente los símbolos gráficos de la dirección del flujo (posición del carrete) en las válvulas de control direccional:

- La(s) dirección(es) del flujo serán las indicadas en el símbolo gráfico adyacente al método de accionamiento (solenóide, manual, leva, entre otros) símbolo.
- El símbolo de la válvula direccional generalmente indica la condición de desenergización, carrete no desplazado. Es el estado en el que estaría la válvula si estuviera en la caja de envío, no instalada en el circuito.

Por ejemplo, para la válvula de cuatro vías y dos posiciones representada por el símbolo gráfico en la figura 54, P normalmente está conectado en A y B está conectado a T. Cuando se energiza el solenoide (o se presiona el botón de anulación manual) P se transfiere a B y A se transfiere a T.

Figura 54. **Válvula de cuatro vías y dos posiciones**



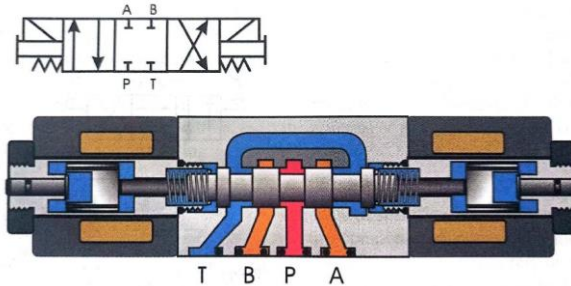
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 192.

2.4.3.1. Válvulas centradas por resorte

Las válvulas centradas por resorte son válvulas de tres posiciones que regresan a la posición central por la fuerza del resorte cada vez que se libera la fuerza de accionamiento. Una válvula de tres posiciones con centro de resorte tiene dos actuadores (excepto en el caso de válvulas accionadas manual o mecánicamente).

Es aconsejable tener en cuenta que la condición de conexión de la válvula en relación con una condición de centro se relaciona con la descripción utilizada para el símbolo de la válvula y su función (figura 55).

Figura 55. **Válvula de tres posiciones centrada por resortes**

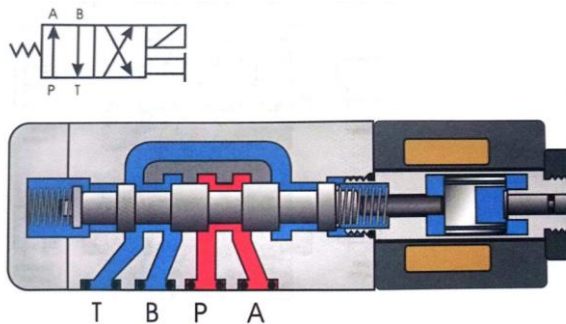


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 193.

2.4.3.2. **Dos posiciones, desplazamiento por resorte**

Este tipo de válvula (figura 56) normalmente está desplazada a una posición extrema por un resorte. Tiene un actuador que cambia el carrete a la otra posición extrema. La condición de cruce del carrete también se puede mostrar en el símbolo de la válvula.

Figura 56. **Válvula de cuatro vías y dos posiciones está desplazada por resortes**



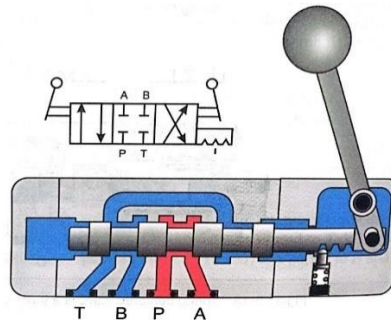
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 193.

2.4.3.3. Tres posiciones, retenido

Al igual que las válvulas de resorte centrado de tres posiciones, esta válvula también tiene dos actuadores. El carrete se mantiene mediante un mecanismo de retención en una posición extrema hasta que el actuador lo desplaza. Esta válvula permanecerá en la posición de tope incluso después de que se libere la fuerza de accionamiento, en este caso una palanca. El retén en sí mismo es un dispositivo mecánico y debe mantenerse adecuadamente.

El desgaste del pasador de retención, el resorte o los dientes podría permitir que las fuerzas internas de la válvula o la vibración de la máquina desplacen la válvula y causen un peligro para la seguridad y daños en la máquina o en la pieza (figura 57).

Figura 57. **Válvula de cuatro vías y tres posiciones retenida**



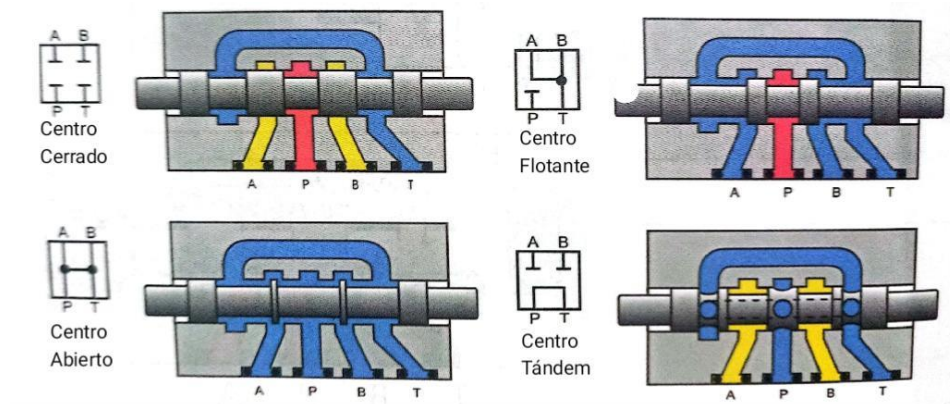
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 194.

2.4.3.4. Condiciones del centro del carrete

La mayoría de los carretes estándar de cuatro vías proporcionan las mismas rutas de flujo cuando se cambia la válvula. Sin embargo, hay varias condiciones

de centro disponibles para proporcionar un puerto específico cuando la válvula se desplaza al centro (figura 58).

Figura 58. **Condiciones del centro de la válvula de cuatro vías**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 194.

Un centro abierto interconecta todos los puertos al tanque para que se elimine la presión del circuito y el flujo de la bomba vaya al depósito a baja presión. El carrete de centro cerrado tiene todos los puertos bloqueados desde el tanque. El flujo está bloqueado en los cuatro puertos, lo que permite que el flujo de la bomba se use para otras operaciones dentro del circuito o que se dirija sobre la válvula de alivio. El carrete central en tándem bloquea el flujo desde los puertos del cilindro mientras permite que el flujo de la bomba se dirija al tanque a baja presión, lo que reduce el consumo de energía. El carrete central en tándem también se puede utilizar en circuitos en serie. Otro carrete común tiene una condición de centro flotante. La presión se mantiene en el puerto de presión mientras los puertos del cilindro están abiertos al tanque. Se usa comúnmente en circuitos que tienen una válvula de retención operada por piloto.

Varias otras configuraciones de carrete están disponibles para requisitos de circuitos especiales. Estas configuraciones difieren no sólo porque cambia la condición central, sino también porque cambian las condiciones desplazadas. Además, hay que recordar que no todas las bobinas son simétricas. Al realizar el mantenimiento de una válvula, la inversión de un carrete no simétrico en el cuerpo de una válvula provocará un mal funcionamiento de la máquina. Debido al desgaste de las válvulas que han estado en servicio durante algún tiempo, incluso la inversión de los carretes simétricos podría causar fugas excesivas o atascos.

En la mayoría de los casos, la selección de carretes en condición central depende de los requisitos de aplicación de la máquina y de los requisitos de los componentes específicos afectados por la condición central. Las bombas fijas o variables (con compensación de presión), la deriva del cilindro o del motor, la retención de carga y muchos otros factores de la dinámica del sistema dependen de la condición central adecuada de los carretes de las válvulas de control direccional. Se debe tener en cuenta un análisis de circuito adecuado y el conocimiento del funcionamiento de los componentes al seleccionar las condiciones del centro del carrete, así como la transición o el cruce.

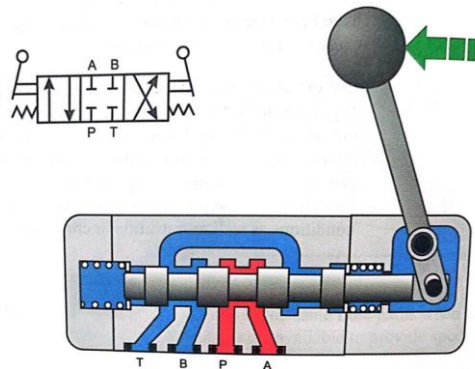
2.4.4. Válvulas de accionamiento directo

Lo que normalmente se llama un operador o actuador cambia el carrete o el elemento giratorio de una válvula direccional de acción directa. Las cinco categorías de actuadores son: manual, mecánico, neumático, hidráulico y eléctrico. Muy a menudo, se incluyen subcategorías específicas dentro de estas categorías generales, por ejemplo: palancas y pedales son operadores manuales, mientras que un dispositivo de rodillo de leva se consideraría un actuador mecánico.

2.4.4.1. Actuador manual

Un actuador manual suele ser una palanca simple conectada al carrete a través de algún tipo de enlace (figura 59). También hay algunas válvulas accionadas por pedal, pero generalmente se consideran inseguras en el lugar de trabajo. Si bien las válvulas accionadas por palanca siguen siendo bastante comunes en aplicaciones móviles, los requisitos de repetibilidad, precisión y control electrónico han eliminado este tipo de actuación en todas las máquinas industriales excepto en las más simples.

Figura 59. **Válvula accionada manualmente**

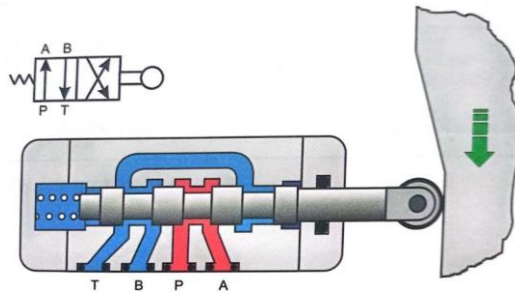


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 196.

2.4.4.2. Actuador mecánico

Los actuadores mecánicos son dispositivos de tipo rueda o émbolo, como se muestra en la figura 60. Cuando se mueve por algún dispositivo mecánico, como un cilindro o una leva, los actuadores mecánicos hacen que el carrete se mueva.

Figura 60. **Válvula accionada mecánicamente**



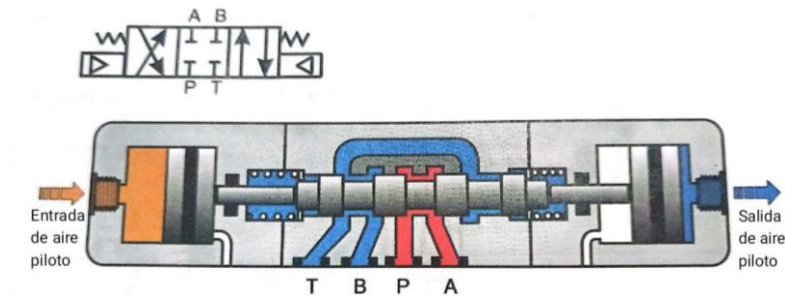
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 196.

2.4.4.3. Actuador neumático

Un actuador neumático usa presión de aire aplicada a un pistón para cambiar el carrete de la válvula (figura 61). Las piezas de este tipo de actuador generalmente están hechas de aluminio u otro material no corrosivo para que la humedad en las líneas de aire no haga que las piezas se oxiden y se adhieran. Por lo general, un pequeño orificio en la carcasa del actuador permite que se drene la humedad acumulada.

Debido a que la presión del aire puede ser bastante baja, el pistón del actuador debe ser relativamente grande para superar las fuerzas del resorte y del flujo. Las áreas de sellado y los materiales deben mantenerse adecuadamente para evitar la aireación del sistema hidráulico más allá del pistón o pistones piloto.

Figura 61. **Válvula accionada con actuador neumático**



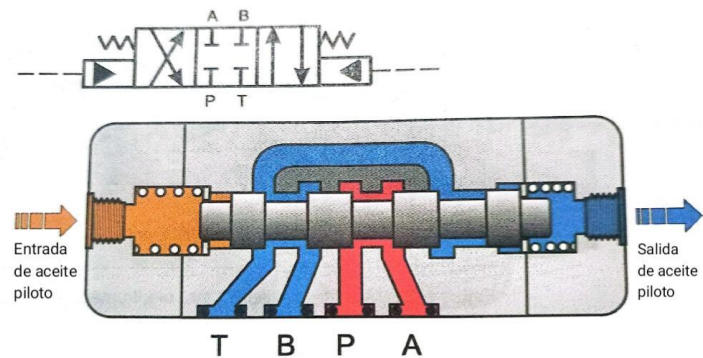
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 197.

2.4.4.4. Actuador hidráulico

Los actuadores hidráulicos, como el que se muestra en la figura 62, usan presión y flujo de aceite piloto para cambiar el carrete de la válvula. El flujo piloto y la presión que controlan estos actuadores a menudo se controlan mediante una válvula direccional (válvula piloto) adicional, generalmente de montaje directo. Por lo tanto, estas válvulas accionadas hidráulicamente a menudo se denominan válvulas de dos etapas, que consisten en la etapa piloto y la etapa principal accionada hidráulicamente.

Si bien la válvula piloto puede utilizar cualquier tipo de actuación, en la mayoría de los casos es una válvula operada por solenoide. Esto permite las ventajas del control eléctrico de los circuitos hidráulicos donde los requisitos de flujo son mayores que los que pueden manejar las válvulas típicas de una sola etapa operadas por solenoide.

Figura 62. **Válvula accionada con actuador hidráulico**



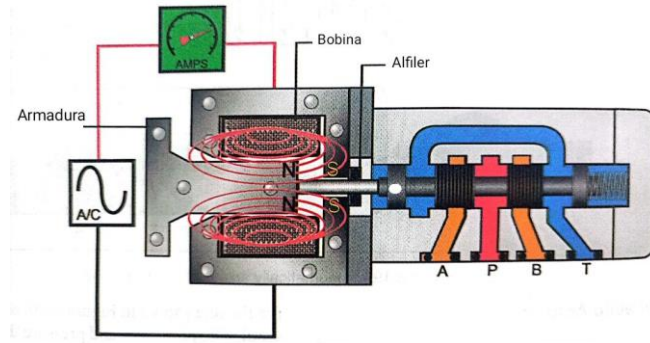
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 197.

2.4.4.5. Actuador eléctrico

Los actuadores eléctricos se denominan comúnmente solenoides. Estos se conocen como solenoides de encendido-apagado porque, al recibir una señal eléctrica, el solenoide se desplaza por completo o se apaga. Las válvulas proporcionales tienen características de solenoide únicas y difieren mucho de estos solenoides de encendido-apagado.

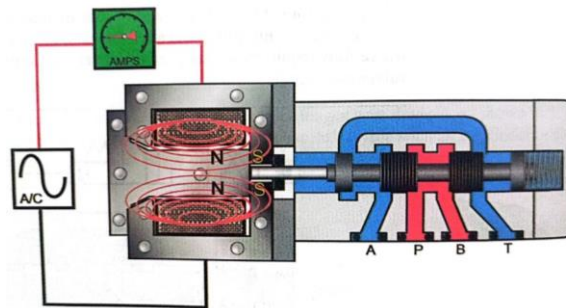
Un solenoide se compone de dos partes básicas: una bobina y una armadura. La aplicación de electricidad a la bobina crea un campo magnético que atrae la armadura hacia ella. La armadura empuja el carrete, o una varilla pequeña llamada chincheta, a medida que entra en el campo magnético (figuras 63 y 64). Esto hace que el carrete se desplace contra un resorte en el extremo opuesto del cuerpo de la válvula.

Figura 63. **Solenoides tipo empuje es comúnmente utilizado en válvulas pequeñas**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 198.

Figura 64. **La armadura es empujada hacia la fuerza electromagnética del solenoide, desplazando el carrete de la válvula**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 198.

2.5. Controladores de presión

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima del sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras funciones en las que su actuación es el resultado de un cambio

en la presión de operación. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza del resorte. La mayoría son de posicionamiento infinito; es decir, las válvulas pueden asumir varias posiciones entre completamente cerradas y completamente abiertas, según el caudal y la diferencia de presión. Los controles de presión generalmente se nombran por su función principal, como válvula de alivio, válvula reductora de presión, válvula de contrapeso, entre otros. Se clasifican por tamaño, rango de operación de presión y tipo de conexiones.

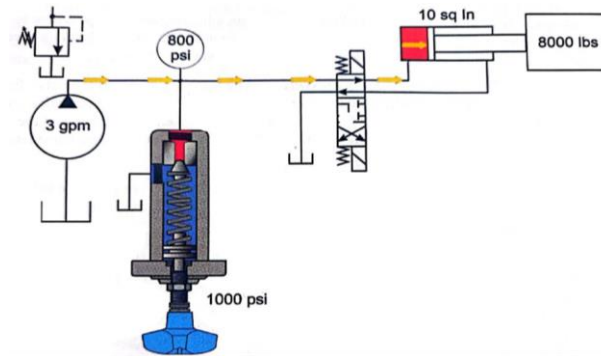
2.5.1. Válvulas de alivio

La válvula de alivio se encuentra prácticamente en todos los sistemas hidráulicos. Es una válvula normalmente cerrada conectada entre la línea de presión (salida de la bomba) y el depósito. Su propósito es limitar la presión en el sistema a un máximo preestablecido desviando parte o la totalidad de la salida de la bomba al tanque cuando se alcanza el ajuste de presión.

2.5.1.1. Válvula de alivio de acción directa

Una válvula de alivio de acción directa (Figura 65) puede consistir en nada más que una bola o asiento sostenido en el cuerpo de la válvula por un resorte pesado. En nuestro circuito de ejemplo, se requieren 800 psi para extender el cilindro, y la válvula de alivio de acción directa está configurada para 1 000 psi. Cuando la válvula de control direccional se cambia para dirigir el flujo hacia el extremo de la tapa del cilindro, la presión del sistema es de 800 psi, que es insuficiente para vencer la fuerza del resorte (1 000 psi). La válvula permanece cerrada y el flujo de la bomba va al cilindro.

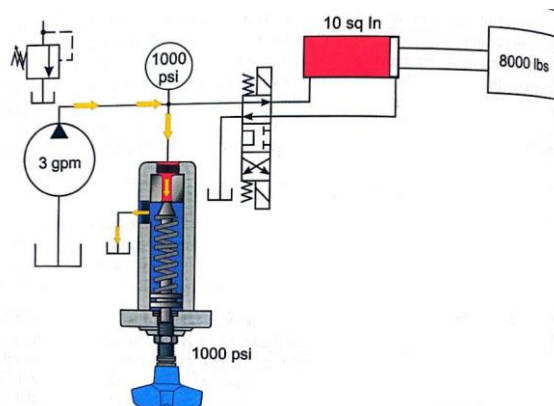
Figura 65. **Válvula de alivio de acción directa**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 279.

Cuando el cilindro se extiende por completo, la presión del sistema aumentará (figura 66). Cuando llega a 1 000 psi, se alcanza la presión preestablecida y la bola o el obturador son forzados a salir de su asiento. El flujo pasa a través de la salida al tanque mientras se mantenga la presión.

Figura 66. **La válvula se abre cuando se alcanza el ajuste de presión**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 280.

En la mayoría de estas válvulas, se proporciona un tornillo de ajuste para variar la fuerza del resorte. Por lo tanto, la válvula se puede configurar para que se abra a cualquier presión dentro de su rango especificado. Parte de la terminología utilizada en el proceso de ajuste es:

Presión de apertura: la presión a la que la válvula comienza a desviar el flujo por primera vez se denomina presión de apertura. A medida que aumenta el flujo a través de la válvula, el asiento es empujado más lejos de su asiento, lo que provoca una mayor compresión del resorte. Cuando la válvula está desviando su flujo nominal completo, la presión puede ser considerablemente más alta que la presión de apertura.

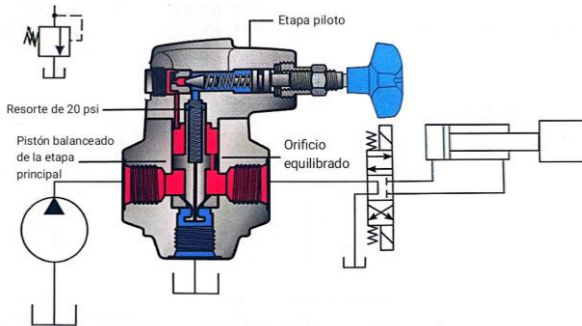
Presión de flujo total: a la presión en la entrada de la válvula de alivio cuando la válvula está pasando por su volumen máximo se denomina presión de flujo total.

2.5.1.2. Válvula de alivio operada por piloto

Una válvula de alivio operada por piloto opera en dos etapas. La etapa piloto en el cuerpo superior de la válvula contiene la válvula limitadora de presión, esencialmente una pequeña válvula de alivio de acción directa que consta de un asiento sostenido contra un asiento por un resorte ajustable.

Las conexiones del puerto del circuito hidráulico se realizan en el cuerpo inferior, y el pistón equilibrado en el cuerpo inferior logra desviar el volumen de flujo total (figura 67).

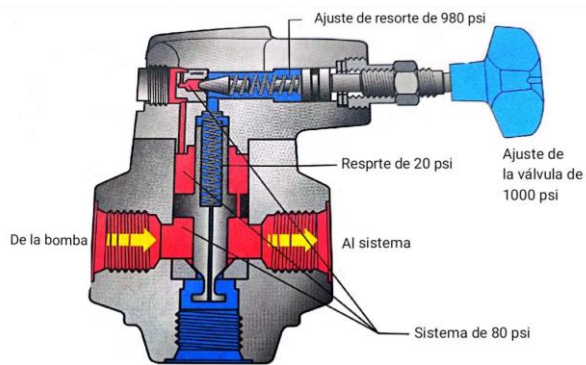
Figura 67. **Válvula de alivio accionada por piloto de pistón balanceado**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 281.

El pistón balanceado se llama así porque en operación normal (figura 68), está en balance hidráulico. La presión en el puerto de entrada que actúa debajo del pistón también se detecta en su parte superior por medio de un orificio perforado a través de la gran parte plana. A cualquier presión inferior a la configuración de la válvula, el pistón se mantiene en su asiento mediante un resorte ligero.

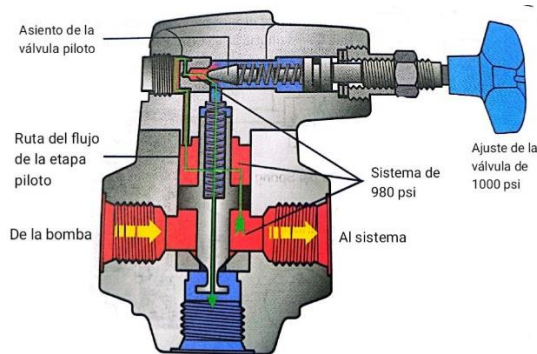
Figura 68. **La presión se equilibra a través del pistón**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 281.

Cuando la presión alcanza el ajuste del resorte en la etapa piloto, el asiento es forzado a salir, lo que limita la presión en la cámara superior (figura 69).

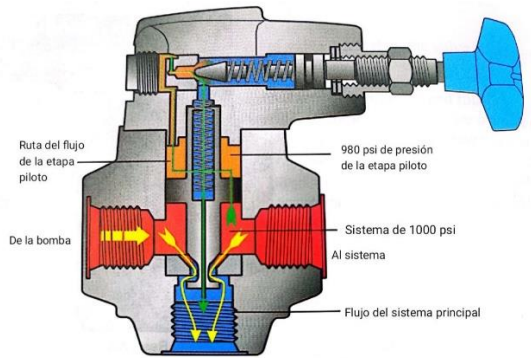
Figura 69. **Se alcanza el ajuste de presión de la etapa piloto y se abre la válvula piloto**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 282.

El flujo restringido a través del orificio hacia la cámara superior da como resultado que la presión en esta cámara se controle en el ajuste de la válvula piloto. Un aumento de presión en la cámara inferior provoca un desequilibrio de las fuerzas hidráulicas y tiende a levantar el pistón equilibrado de su asiento. Cuando la diferencia de presión entre las cámaras superior e inferior es suficiente para vencer la fuerza del resorte ligero (aproximadamente 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), el pistón grande se sale del asiento y permite el flujo directamente al depósito (figura 70). El aumento del flujo a través de la válvula hace que el pistón se levante más de su asiento, pero dado que esto comprime sólo el resorte ligero, se encuentra muy poca anulación.

Figura 70. **El desequilibrio de presión a través del pistón permite el flujo hacia el depósito**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 282.

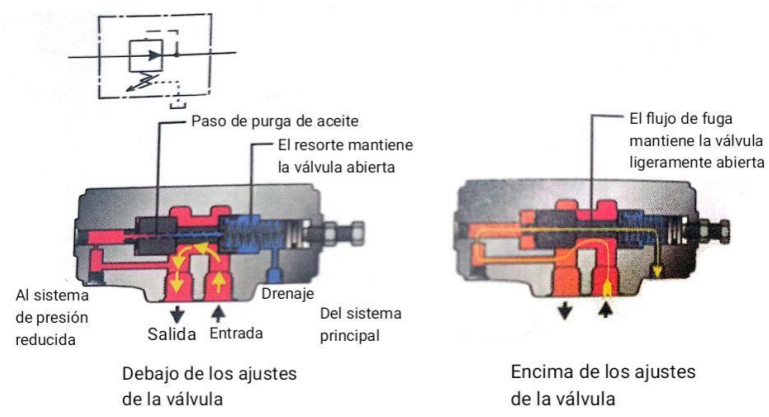
2.5.2. Válvulas reductoras de presión

Las válvulas reductoras de presión son normalmente controles de presión abiertos que se utilizan para mantener presiones reducidas en ciertas partes o ramas del sistema. Son activados por la presión detectada en el circuito derivado y tienden a cerrarse cuando alcanza el ajuste de la válvula, evitando así una mayor acumulación de presión. Están en uso tanto las versiones de acción directa como las operadas por piloto.

2.5.2.1. Válvula reductora de presión de acción directa

En la figura 71 se muestra una válvula reductora de presión de acción directa típica. Utiliza un carrete accionado por resorte para controlar la presión aguas abajo.

Figura 71. **Válvula reductora de presión de acción directa**



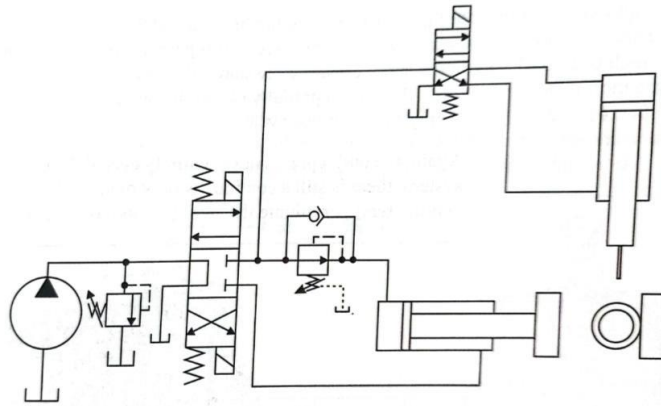
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 288.

Si la presión del suministro principal está por debajo del ajuste de la válvula, el fluido fluirá libremente desde la entrada hasta la salida. Una conexión interna del conducto de salida transmite la presión de salida al extremo del carrete opuesto al resorte (vista izquierda de la figura 71).

Cuando la presión de salida aumenta hasta el ajuste de la válvula (vista derecha de la figura 71), el carrete se mueve para bloquear parcialmente el puerto de salida. Solo se pasa suficiente flujo a la salida para mantener la presión preestablecida. Si la válvula se cierra por completo, la fuga a través del carrete podría causar que se acumule presión en el circuito derivado. En su lugar, se permite una purga continua del tanque para mantenerlo ligeramente abierto y evitar que la presión aguas abajo supere el ajuste de la válvula. Se proporciona un pasaje de drenaje separado para devolver este flujo de fuga al tanque.

La figura 72 ilustra un diagrama de circuito con una válvula reductora de presión de acción directa que controla la presión en un cilindro de sujeción.

Figura 72. **Circuito reductor de presión de acción directa**

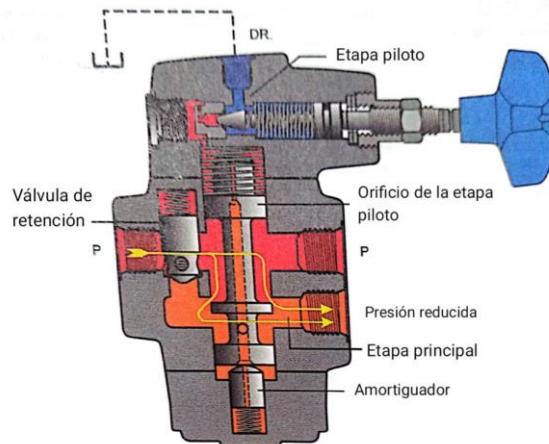


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 189.

2.5.2.2. Válvula reductora de presión operada por piloto

La válvula reductora de presión operada por piloto (figura 73) tiene un rango más amplio de ajuste y generalmente proporciona un control más preciso que la válvula reductora de presión de acción directa. La presión de funcionamiento se establece mediante un resorte ajustable en la etapa piloto en la parte superior del cuerpo. El carrete de la válvula en el cuerpo inferior funciona esencialmente de la misma manera que la válvula de acción directa discutida anteriormente.

Figura 73. **Válvula reductora de presión operada por piloto**



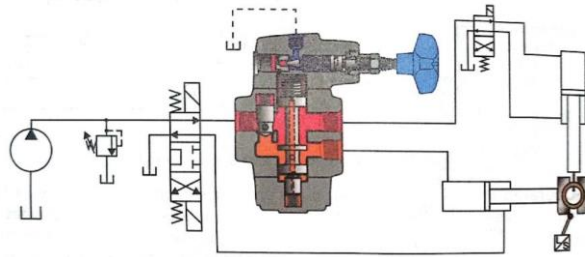
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 189.

La figura 73 muestra la condición cuando la presión de suministro es menor que el ajuste de la válvula. El carrete se equilibra hidráulicamente a través de un orificio en su centro, y el resorte liviano lo mantiene en la posición completamente abierta.

En la figura 74, la presión ha alcanzado el ajuste de la válvula y la válvula piloto está desviando el flujo hacia el conducto de drenaje limitando la presión por encima del carrete. El flujo a través del orificio en el carrete crea una diferencia de presión que mueve el carrete contra la fuerza del resorte. El carrete cierra parcialmente el puerto de salida para crear una caída de presión desde el suministro hasta el sistema de derivación.

Una vez más, el puerto de salida nunca se cierra por completo. Cuando no se requiere flujo en el sistema de derivación, todavía hay un flujo continuo de unas 60 a 90 pulgadas cúbicas (980 a 1 475 centímetros cúbicos) por minuto a través del orificio del carrete y la válvula piloto para drenar.

Figura 74. **Válvula reductora de presión operada por piloto que regula un circuito de abrazadera**

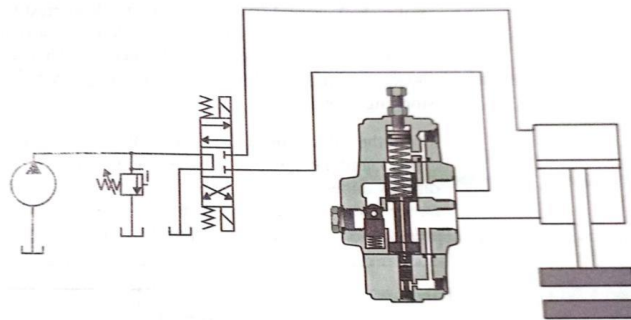


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 190.

2.5.3. **Válvula de contrapeso**

Una válvula de contrapeso se usa para mantener el control sobre un cilindro vertical para que no caiga libremente debido a la gravedad. El puerto principal de la válvula está conectado al puerto del cilindro inferior y el puerto secundario a la válvula direccional (figura 75). El ajuste de presión es ligeramente superior al necesario para evitar que la carga se caiga.

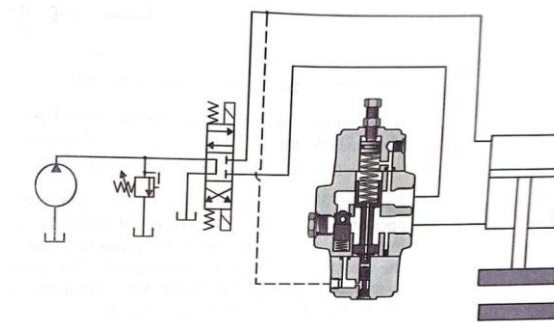
Figura 75. **Circuito de la válvula de contrapeso**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 195.

Cuando el suministro de la bomba se dirige a la parte superior del cilindro, el pistón del cilindro es forzado hacia abajo, lo que hace que aumente la presión en el puerto principal y levante el carrete, lo que abre una ruta de flujo para la descarga a través del puerto secundario hacia la válvula direccional y, posteriormente, hacia el depósito. En los casos en que se desee eliminar la contrapresión en el cilindro y aumentar el potencial de fuerza en la parte inferior de la carrera, esta válvula también se puede operar de forma remota, como se muestra en la figura 76.

Figura 76. **Circuito de la válvula de contrapeso pilotada a distancia**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 195.

Cuando se eleva el cilindro, la válvula de retención integral se abre para permitir el flujo libre para devolver el cilindro.

La válvula de contrapeso se puede drenar internamente. En la posición de descenso, cuando la válvula debe estar abierta, su puerto secundario está conectado al depósito. En la condición inversa, no importa que la presión de carga sea efectiva en el conducto de drenaje, porque la válvula de retención se desvía del carrete.

2.6. Controles de flujo

Al controlar la tasa de flujo en un circuito hidráulico, es posible controlar la velocidad de los cilindros o motores hidráulicos. La velocidad de un cilindro está determinada por su tamaño y el caudal de aceite que entra o sale de él. Un cilindro de gran diámetro contendría más aceite y tardaría más en completar su carrera; uno más pequeño se movería más rápido. Cambiar el caudal de la bomba también cambiaría el tiempo de extensión del cilindro. No sería práctico cambiar el tamaño del cilindro o de la bomba para regular la velocidad, especialmente si se desea un cambio de velocidad a mitad de carrera. Un método más típico es usar una válvula de control de flujo.

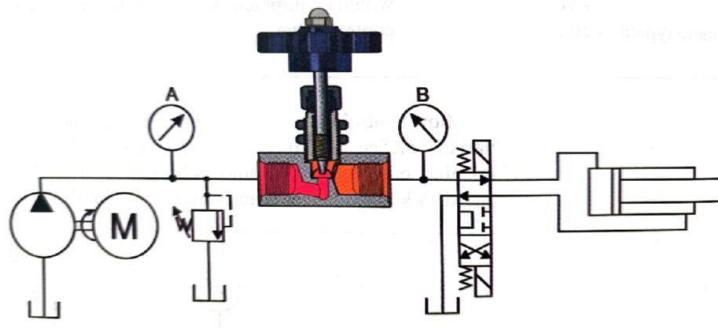
2.6.1. Métodos de control de flujo

El control del flujo en los circuitos hidráulicos se puede lograr con un circuito de entrada, con un circuito de salida o con un circuito de purga. Cada tipo de circuito tiene ventajas y desventajas según el tipo de aplicación.

2.6.1.1. Circuito de entrada

En una operación de entrada, la válvula de control de flujo se coloca entre la bomba y el actuador (figura 77).

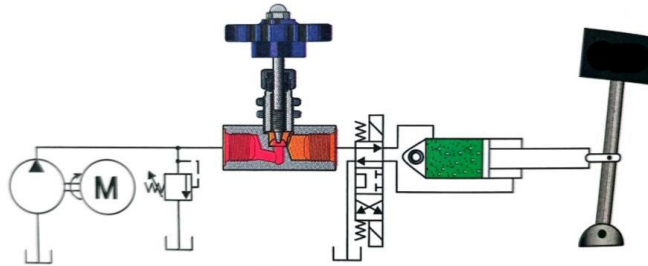
Figura 77. Circuito de entrada



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 300.

De esta manera, controla la cantidad de fluido que ingresa al actuador. La entrega de la bomba en exceso de la cantidad medida se desvía al tanque a través de la válvula de alivio. Si la bomba entregaba 10 GPM (38 l/min) y la velocidad del cilindro necesitaba reducirse a la mitad, el control de flujo podía ajustarse para pasar sólo 5 GPM (19 l/min). Sin embargo, dado que es una bomba de desplazamiento fijo, permitir que solo 5 GPM (19 l/min) pasen a través del control de flujo hacia el cilindro significa que los otros cinco GPM (19 l/min) no tienen otra opción que pasar por la válvula de alivio. Si la válvula de alivio estuviera ajustada a 1 000 psi (70 bar, 7 000 kPa), un manómetro en el punto A indicaría 1 000 psi (70 bar, 7 000 kPa). La presión encontrada en el punto B estaría determinada por la carga de trabajo en el cilindro. La diferencia entre las dos lecturas es la caída de presión a través del orificio; es decir, la presión requerida para empujar los 5 GPM (19 l/min) a través del orificio.

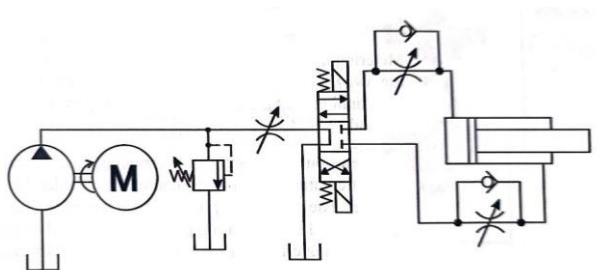
Figura 78. **Los circuitos de entrada no controlan las cargas fuera de control**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 300.

Los circuitos de entrada sólo se pueden utilizar con cargas opuestas. Si la carga de la figura 78 tiende a escaparse, empujaría el pistón del cilindro por delante del suministro de aceite. Y dado que el flujo de escape tiene un camino libre de regreso al depósito, el circuito de entrada no pudo evitar que la carga se escapara.

Figura 79. **Localización para la aplicación de entrada**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 301.

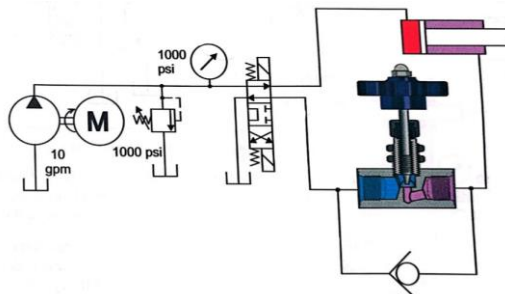
La figura 79 muestra tres ubicaciones donde se podría colocar un control de flujo en un circuito de entrada. Tenga en cuenta que, para dos de las ubicaciones,

se incluyen válvulas de retención para permitir el flujo inverso libre más allá del control de flujo. Debido a que el exceso de flujo pasa por la válvula de alivio al tanque, el circuito de dosificación es algo ineficiente.

2.6.1.2. Circuito de salida

En la figura 80, el control de flujo está en el lado de salida del cilindro para controlar el flujo que sale. Esto se conoce como circuito de salida de medidor. Si el control de flujo estuviera completamente cerrado, el aceite no podría salir del cilindro y no podría moverse. La regulación del tamaño de la abertura controla el caudal y, por lo tanto, la velocidad del cilindro.

Figura 80. Circuito de salida



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 301.

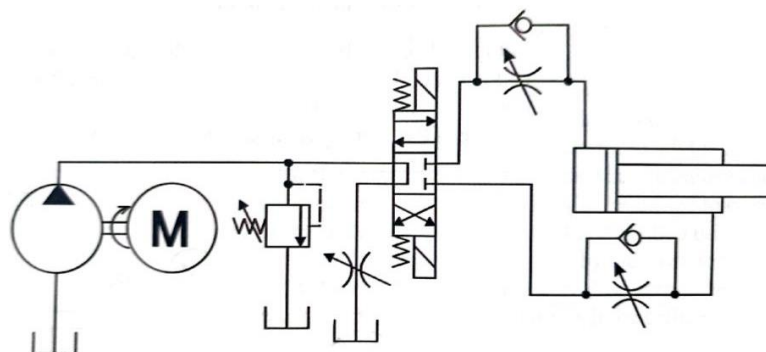
Si el cilindro de la Figura 80 tiene una relación de 2 a 1 y el caudal de salida del extremo del vástago se controla a 4 GPM (15 l/min), el caudal que entra en el extremo de la tapa sería de 8 GPM (30 l/min). Debido a que la bomba entrega 10 GPM (38 l/min), dos GPM (8 l/min) se verían obligados a regresar al depósito a través de la válvula de alivio. La bomba estaría operando en el ajuste de la válvula de alivio sin importar qué tan fácil o difícil sea mover la carga.

La dosificación en el cilindro funciona bien con una carga opuesta, pero si la carga tiende a escaparse, un enfoque más positivo es utilizar un circuito de dosificación. Ya sea que la carga de sobre revolucionado esté extendiendo o retrayendo el cilindro, el dosificador es un método preferible.

En un circuito de salida con una carga de sobre revolucionado como se muestra en la figura 80, se intensificó la presión en el extremo del vástago del cilindro debido al área diferencial del cilindro. La carga de sobre marcha se suma a esta presión intensificada. Se debe tener cuidado de no exceder las presiones operativas seguras en el extremo del vástago del cilindro al dosificar con una carga de sobre revolucionado.

La figura 81 ilustra tres ubicaciones posibles para la válvula de control de flujo en un circuito de salida de medidor. Tanto en los circuitos de medición de entrada como de salida, se requiere que la bomba funcione en el ajuste de la válvula de alivio porque una parte del flujo se desvía a través de la válvula de alivio hacia el depósito.

Figura 81. **Localización para aplicaciones de salida**



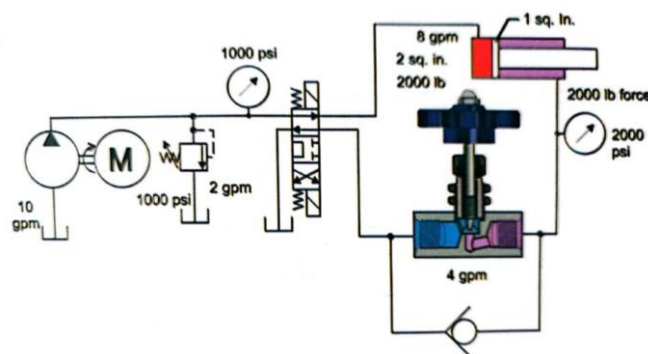
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 302.

2.6.1.3. Intensificación de presión en un circuito de salida

En los circuitos de salida que usan un cilindro diferencial, es posible desarrollar presiones en los extremos de los vástagos mucho más altas que el ajuste de la válvula de alivio del sistema. Como se muestra en la figura 82, sin carga en el cilindro, la presión en el extremo del vástago es el doble del ajuste de la válvula de alivio.

Para ilustrar este principio, la figura 82 muestra un equilibrio de fuerzas a través del cilindro, que no tiene ninguna carga opuesta. La velocidad del cilindro está siendo controlada (desacelerada) por el control de flujo de salida. Si se restringe el flujo que sale del cilindro, entonces también se restringe el flujo que entra al cilindro. El resto del flujo que no entra en el cilindro debe viajar a través de la válvula de alivio hasta el depósito, lo que obliga a que la presión del sistema aumente hasta el ajuste de alivio, 1 000 psi (70 bar, 7 000 kPa). Esta presión, multiplicada por el área del extremo de la tapa del cilindro, da como resultado una carga de 2 000 libras (8 900 N) contra el pistón del cilindro.

Figura 82. Intensificadores de presión en circuitos de salida

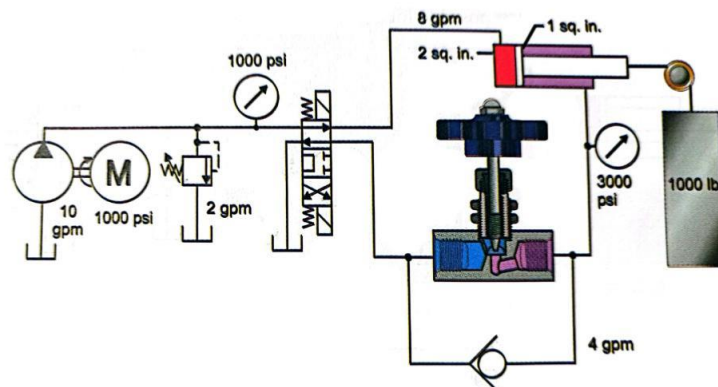


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 303.

La presión en el extremo del vástago del cilindro debe ser suficiente para resistir la carga de 2 000 libras (8 900 N). Mientras que el área del extremo del vástago es la mitad del área del extremo de la tapa, la presión debe ser el doble (2 000 psi) para proporcionar la misma carga de 2 000 libras (8 900 N). Sin carga en el cilindro, la presión en el extremo del vástago es el doble de la presión del sistema. Este fenómeno se denomina intensificación de la presión y ocurrirá cada vez que se use un circuito de salida en el extremo del vástago de un cilindro.

Como se mencionó anteriormente, cualquier carga de tracción sobre el cilindro también creará una presión en el extremo del vástago, que se sumará a la presión intensificada que ya existe. En la Figura 83, se aplica una carga externa de 1 000 libras (4 450 N) al cilindro para tirar hacia la derecha (carga de sobre marcha). Esto se sumaría a la fuerza de 2 000 libras (8 900 N) aplicada por la presión del sistema en el extremo de la tapa. La presión del extremo del vástago aumentaría entonces a 3 000 psi (210 bar, 21 000 kPa).

Figura 83. **La presión de carga se suma a la presión de intensificación en los circuitos de salida**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 303.

2.6.2. Tipos de control de flujo

Los controles de flujo son de dos tipos: no compensados por presión y compensados por presión. Los controles de flujo compensados por presión son del tipo de derivación.

La válvula de control de flujo utilizada en los ejemplos anteriores era un orificio variable simple, como una válvula de aguja. Eso hace una buena válvula de control de flujo siempre y cuando la carga de trabajo no cambie mucho. Sin embargo, si cambia la carga en el cilindro, cambiará la cantidad de fluido que fluye a través de la válvula de aguja. Aumentará a medida que disminuya la carga y disminuirá a medida que aumente la carga. Esto se debe a que el flujo a través de un orificio, o cualquier otro tipo de abertura, aumenta a medida que aumenta la caída de presión a través del orificio.

2.6.2.1. Válvula de control de flujo compensada por presión

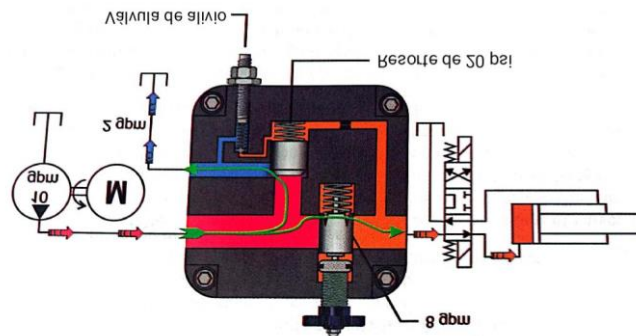
Una válvula de control de flujo compensada por presión compensa automáticamente los cambios de presión y mantiene su ajuste, incluso cuando cambia la carga de trabajo.

2.6.2.2. Tipo derivación

En la figura 84 se ilustra un control de flujo compensado por presión de tipo derivación. El flujo de entrada puede pasar a través del pistón regulador de flujo a la válvula direccional y al cilindro, en este caso se muestra ajustado para 8 GPM (30 l/min), a través del pistón de derivación al depósito. Un resorte debajo del pistón de derivación equivale a 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), manteniendo cerrado el pistón

de derivación. Mientras el diferencial de presión a través del acelerador (pistón de control de flujo) sea inferior a 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), la válvula de derivación permanecerá cerrada y todo el flujo pasará al cilindro. La presión en el lado aguas abajo del acelerador se lleva a la cámara del resorte debajo del pistón de derivación, lo que se suma a la regulación de presión del resorte de 20 psi (1,5 bar, 150 kPa).

Figura 84. **Control de flujo tipo derivación compensada por presión**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 305.

Cerrar el acelerador para limitar el flujo al cilindro aumentará la presión aguas arriba del acelerador. (Se necesita más presión para forzar el fluido a través de una abertura pequeña que a través de una abertura grande).

Cuando el diferencial de presión en el acelerador supera los 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), la válvula de derivación comenzará a abrirse y pasará suficiente líquido al depósito para mantener la caída de presión en el acelerador a 20 psi (1,5 bar, 150 kPa).

Aplicar carga al cilindro causará un aumento en la presión del sistema. Esta presión de carga también se transmite a la cámara del resorte debajo del pistón

de derivación, intentando mantenerlo cerrado. Cuando la presión aguas arriba del acelerador aumenta hasta la presión de carga más la presión del resorte, el pistón de derivación se abrirá y desviará el fluido al depósito. Por lo tanto, la presión aguas arriba del acelerador es siempre 20 psi (1,5 bar, 150 kPa) más alta que la presión aguas abajo del acelerador, lo que mantiene una caída de presión constante en el acelerador. En igualdad de condiciones, una caída de presión constante en el acelerador proporcionará un flujo constante en el acelerador.

Aumentar o disminuir el tamaño del orificio del acelerador permite aumentar o disminuir la velocidad del cilindro. Mantener una diferencia de presión constante a través del orificio del acelerador, independientemente de los cambios en la presión de la carga de trabajo, da como resultado un control de flujo compensado por presión.

Este control se puede modificar para incluir una válvula de alivio incorporada para protección contra sobrecarga, como se ilustra en la figura 84. La presión en la cámara del resorte debajo del pistón de derivación está limitada por medio de un pequeño asiento y un resorte ajustable. La presión aguas arriba del acelerador se regulará en este ajuste de resorte ajustable más 20 psi (1,5 bar, 150 kPa).

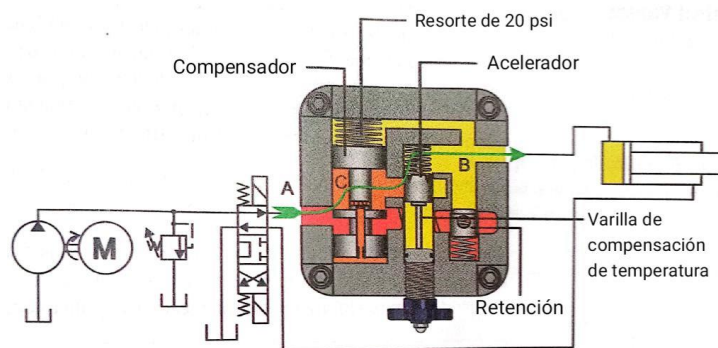
El empaquetamiento de estos elementos en una unidad da como resultado una combinación de válvula de alivio de sobrecarga y control de flujo compensado por presión. Para que la válvula de alivio sea efectiva, la válvula de control de flujo debe colocarse entre la bomba y la válvula direccional.

El control de flujo de tipo derivación tiene la ventaja de ahorrar energía, ya que no hace que el sistema funcione en el ajuste de la válvula de alivio mientras controla la velocidad. Sin embargo, sólo se puede utilizar para aplicaciones de entrada.

2.6.2.3. Tipo restricción

En la figura 85 se ilustra un control de flujo compensado por presión de tipo restricción. Este tipo de control de flujo compensado por presión puede funcionar en una función de entrada, salida o purga. Este control de flujo funciona como el tipo de derivación, en el sentido de que una caída de presión constante a través de un orificio mantiene un flujo constante. Sin embargo, esta válvula restringe el flujo de entrada, en lugar de desviarlo.

Figura 85. **Control de flujo tipo restricción compensada por presión**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 307.

Un resorte de 20 psi (1,5 bar, 150 kPa) mantiene el carrete del compensador en la posición normalmente abierta. El flujo pasa por el compensador a través de la abertura del acelerador hasta el cilindro. La presión aguas abajo se transmite a la cámara del resorte que actúa contra el compensador. La presión aguas arriba se transporta a través de los orificios de detección en el carrete del compensador a la cámara debajo del carrete del compensador. A medida que se ajusta el acelerador para restringir el flujo, la presión aguas arriba aumenta, lo que aumenta la presión debajo del carrete compensador. A medida que la presión sube por encima de 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), el carrete del compensador se

elevará y comenzará a restringir el flujo de entrada hasta que se mantengan los 20 psi (1,5 bar, 150 kPa).

A medida que la presión de trabajo (presión del cilindro) comienza a aumentar, esta presión se transmite a la cámara del resorte del compensador y se suma a la regulación del resorte de 20 psi (1,5 bar, 150 kPa). El diferencial de presión a través del acelerador se mantiene a 20 psi (1,5 bar, 150 kPa), manteniendo un flujo constante a través del acelerador. La presión aguas arriba seguirá aumentando hasta que se alcance el ajuste de la válvula de alivio del sistema. Sin embargo, el compensador se ajustará continuamente para mantener la presión aguas arriba del acelerador a 20 psi (1,5 bar, 150 kPa) por encima de la presión aguas abajo del acelerador.

Debido a que el flujo no puede pasar en dirección inversa a través del estrangulador de esta válvula, se incluye una válvula de retención de flujo libre inverso para que el cilindro pueda retraerse.

2.7. Bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas convierten la energía mecánica en energía hidráulica (caballos de fuerza hidráulicos) al empujar el fluido hacia un sistema.

Todas las bombas funcionan con el mismo principio. Generan un volumen creciente en el lado de entrada del grupo giratorio y un volumen decreciente en el lado de descarga. Sin embargo, los diferentes tipos de bombas varían mucho en cuanto a métodos y sofisticación.

La potencia hidráulica de salida de una bomba está determinada por el caudal proporcionado por la bomba y la presión de funcionamiento; se utiliza una fórmula común:

- Potencia hidráulica = GPM × psi × 0,000583
- Kilovatios hidráulicos = 1 /min × BAR× 0,001667

2.7.1. Características de las bombas

Las características principales de una bomba hidráulica son: el desplazamiento volumétrico, caudal, eficiencias y presiones de trabajo.

2.7.1.1. Desplazamiento

La capacidad de flujo de una bomba puede expresarse como desplazamiento por revolución, o como salida en GPM o l/min.

El desplazamiento es el volumen de líquido transferido desde la entrada a la salida en una revolución. Es igual al volumen de una cámara de bombeo multiplicado por el número de cámaras que pasan en la salida por revolución. El desplazamiento se expresa en pulgadas cúbicas por revolución (CIR o in³/rev) o centímetros cúbicos por revolución (CCR o cm³/rev).

2.7.1.2. Caudal

Aunque una bomba puede clasificarse como una unidad de 10 GPM (38 l/min), en realidad puede bombear más que eso sin condiciones de carga, y menos que eso a su presión operativa nominal. La entrega de la bomba también es proporcional a la velocidad del eje impulsor.

La mayoría de los fabricantes proporcionan información sobre el rendimiento en forma de tabla o gráfico, que muestra las entregas de la bomba, los requisitos de potencia, las velocidades de conducción y las presiones en condiciones de prueba específicas. Existe una relación directa entre el desplazamiento de la bomba y el flujo de salida teórico.

En las unidades tradicionales, el rendimiento teórico (despreciando las fugas internas, entre otros.) en galones por minuto es igual al desplazamiento en pulgadas cúbicas por revolución multiplicado por la velocidad en revoluciones por minuto y dividido por 231 pulgadas cúbicas por galón.

$$Q_{\text{teo}} = \frac{D \times \text{RPM}}{231}$$

Donde:

Q_{teo} = Caudal teórico de salida (GPM)

D = Desplazamiento (in³/rev)

231 = in³ por galón

2.7.1.3. Eficiencia volumétrica

Teóricamente, una bomba entrega una cantidad de fluido igual a su desplazamiento durante cada ciclo o revolución. En realidad, la producción real se reduce debido a fugas internas y al requisito de lubricación interna de los componentes de la bomba. A medida que aumenta la presión, también aumenta la fuga desde la salida hacia la entrada (o hacia el drenaje) y el flujo de lubricación, lo que provoca una disminución en la salida de la bomba. La eficiencia volumétrica es igual a la salida real dividida por la salida teórica. Se expresa como un porcentaje.

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Salida real} \times 100}{\text{Salida teórica}}$$

2.7.1.4. Eficiencia mecánica y total

Todas las bombas tienen superficies deslizantes y componentes giratorios que provocan fricción y generan calor. El calor también es generado por la turbulencia y la fricción dentro del fluido que se bombea. Estas se denominan pérdidas mecánicas.

Cuando se genera calor, hay una pérdida de energía en el sistema. La combinación de estas pérdidas mecánicas con las pérdidas volumétricas da como resultado que la bomba entregue menos potencia hidráulica que la potencia mecánica que se utiliza para accionar la bomba. La relación entre la potencia de entrada y la de salida se puede expresar como:

$$hp_{\text{entrada}} = \frac{hp_{\text{salida}}}{\text{Eff}_{\text{total}}}$$

Donde:

hp_{entrada} = Caballos de fuerza hidráulicos entregada por la bomba

hp_{salida} = Caballos de fuerza mecánica requerida para accionar la bomba

$\text{Eff}_{\text{total}}$ = Eficiencia total

2.7.1.5. Clasificación de la bomba

Una bomba generalmente se clasifica por su capacidad máxima de presión de funcionamiento y su caudal de salida teórico a una velocidad de accionamiento determinada o su caudal de salida real a una velocidad y presión de accionamiento determinadas.

La clasificación de presión de una bomba la determina el fabricante y se basa en una expectativa de vida útil razonable en condiciones de funcionamiento específicas. Es importante tener en cuenta que no hay un factor de seguridad estándar para toda la industria incluido en esta clasificación. El funcionamiento a una presión más alta reducirá la vida útil de la bomba y puede causar daños más graves.

El índice de flujo de una bomba se expresa en términos de cuánto fluido se suministra por unidad de tiempo. Esta capacidad de entrega normalmente se expresa en galones por minuto (GPM) o litros por minuto (l/min). Puede ser una cifra teórica, basada en el desplazamiento, o puede ser una cifra de entrega real determinada por prueba a una presión nominal, como 100 psi (7 bar, 700 kPa).

2.7.2. Tipos de bombas

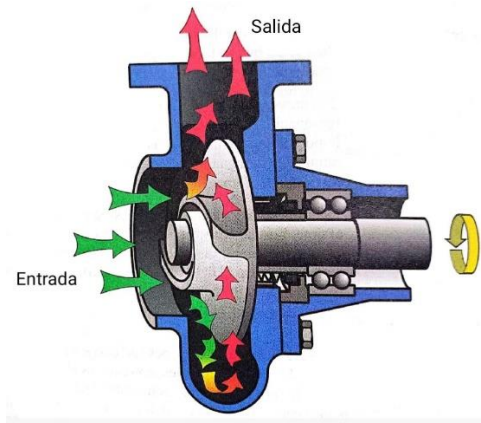
Hay muchos tipos y diseños diferentes de bombas utilizadas en hidráulica. Sin embargo, estos pueden dividirse en categorías. Las categorías más amplias son las bombas de desplazamiento positivo y no positivo. Las bombas de desplazamiento positivo se pueden dividir en categorías de bombas de engranajes, paletas y pistones. La paleta y el pistón se pueden dividir en categorías de desplazamiento fijo y variable.

2.7.2.1. Desplazamiento no positivo

El diseño de la bomba de desplazamiento no positivo se usa principalmente para la transferencia de fluidos en sistemas donde la única resistencia al flujo es creada por el propio peso del fluido y la fricción.

La mayoría de las bombas de desplazamiento no positivo (figura 86) funcionan por fuerza centrífuga. Los fluidos que ingresan al centro de la carcasa de la bomba son lanzados hacia el exterior por medio de un impulsor accionado rápidamente. No hay un sello positivo entre los puertos de entrada y salida, y las capacidades de presión son una función de la velocidad de transmisión.

Figura 86. **Bomba de desplazamiento no positivo**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 406.

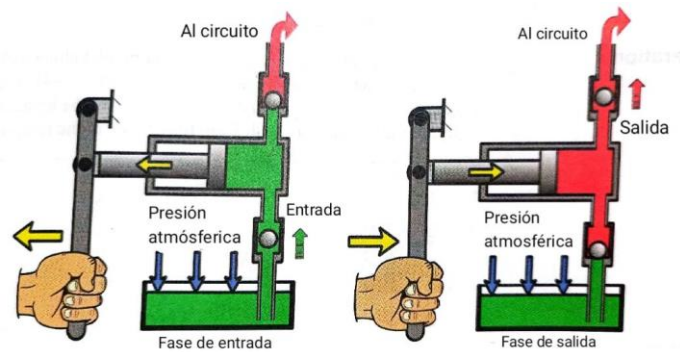
Aunque proporciona un flujo suave y continuo, la salida de este tipo de bomba se reduce a medida que aumenta la resistencia al flujo. De hecho, es posible bloquear completamente la salida mientras la bomba está funcionando. Por esta y otras razones, las bombas de desplazamiento no positivo rara vez se utilizan en los sistemas hidráulicos de potencia.

2.7.2.2. Desplazamiento positivo

El funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo puede verse conceptualmente en la figura 87. Este diseño es típico de las bombas manuales,

como las que se utilizan en los gatos hidráulicos. A medida que la manija se mueve hacia la izquierda, el fluido ingresará a través de la válvula de retención inferior a la cámara de bombeo desde el depósito en la parte inferior derecha. Cuando la manija se mueve hacia la derecha, el fluido es forzado a través de la válvula de retención superior hacia la descarga. La válvula de retención inferior evita que el fluido regrese al depósito.

Figura 87. **Bomba de desplazamiento positivo**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 407.

Esta bomba tiene un desplazamiento fijo y predecible. El movimiento de la manija una cierta distancia hacia la derecha siempre generará el flujo correspondiente hacia la descarga. El flujo por carrera solo se puede cambiar cambiando la longitud de la carrera. La entrega en galones por minuto o litros por minuto se puede cambiar cambiando la longitud de la carrera o la frecuencia de la carrera (el número de carreras por minuto).

La salida de la bomba es de desplazamiento positivo porque no se ve significativamente afectada por la resistencia al flujo. La resistencia al flujo determinará la presión de descarga y la fuerza requerida para empujar la manija.

2.7.3. Desplazamiento de caudal fijo

Las bombas de desplazamiento fijo tienen un desplazamiento que no se puede cambiar sin reemplazar algunos componentes internos de la bomba. Ciertas bombas de paletas y pistones, sin embargo, se pueden variar de entrega máxima a cero usando un mecanismo de control externo. Algunos son capaces de invertir su flujo cuando el control cruza una posición central o neutral. Las bombas que se pueden variar de esta manera se denominan bombas de desplazamiento variable.

2.7.4. Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes desarrollan flujo transportando fluido entre los espacios entre dientes de dos engranajes engranados. Impulsado por el eje impulsor, el engranaje conocido como engranaje impulsor hace girar el segundo engranaje, que se denomina engranaje impulsado o loco. Las cámaras de bombeo formadas por los espacios entre los dientes de los engranajes están encerradas por la carcasa de la bomba, o sección central, y las placas laterales (a menudo denominadas placas de presión o de desgaste).

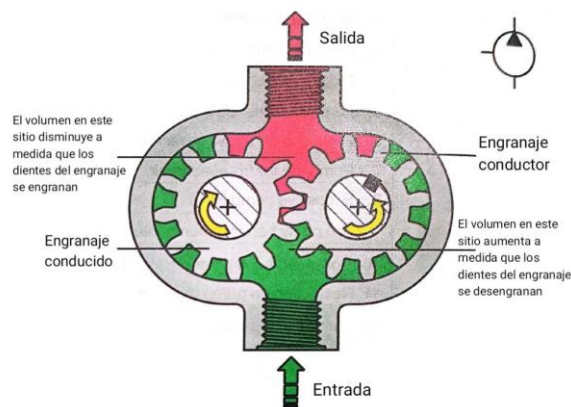
Las bombas de engranajes se conocen como un diseño desequilibrado. Esto es causado por las presiones más altas en la salida de la bomba que aplican una fuerza en los engranajes, forzándolos hacia el área de presión más baja de la entrada de la bomba. Además, también se generará una fuerza a partir de la transmisión de potencia desde el engranaje impulsor al engranaje loco. Estas cargas, combinadas con cualquier carga externa, deben ser soportadas por los ejes y cojinetes.

A pesar de estos inconvenientes, las bombas de engranajes son muy populares debido a su simplicidad y robustez.

2.7.4.1. Bombas de engranaje externo

En la figura 88 se muestra el funcionamiento de una bomba de engranajes externos típica (llamada así porque los dientes del engranaje están en la superficie externa del cubo). La bomba transporta fluido desde la entrada hasta la salida en los espacios entre los dientes del engranaje. La cámara de bombeo está formada por los engranajes, la carcasa de la bomba y las placas laterales. Uno de los dos engranajes, llamado engranaje impulsor, está conectado al eje impulsor. El otro engranaje, llamado engranaje loco, engrana con el engranaje impulsor y es impulsado por él.

Figura 88. Bomba de engranajes externos



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 412.

A medida que los dientes del engranaje se desengranan en la parte inferior de la figura 88, se crea un vacío parcial que permite la entrada de fluido en los espacios entre los dientes. A medida que giran los engranajes, el fluido se

transporta alrededor de la carcasa hasta la salida en la parte superior de la Figura 88. El fluido es expulsado de los espacios entre los dientes a medida que engranan los engranajes. El fluido no puede regresar a la entrada porque los espacios entre los dientes se llenan con un engranaje que engrana cuando los dientes regresan a la entrada.

El desplazamiento es igual al tamaño de cada espacio entre dientes multiplicado por el número de dichos espacios que pasan en una sola revolución del eje de entrada. El número de espacios es igual al número de dientes de cada engranaje multiplicado por dos, ya que hay dos engranajes. La salida de flujo de una bomba de este tipo es igual a la velocidad de rotación (RPM) multiplicada por el desplazamiento.

Aunque puede haber una compensación de desgaste presurizada en las placas laterales, no hay compensación de desgaste en la superficie de la leva. Si la parte del anillo de leva de la carcasa o los dientes del engranaje se desgastan, aumentará la fuga interna de la bomba.

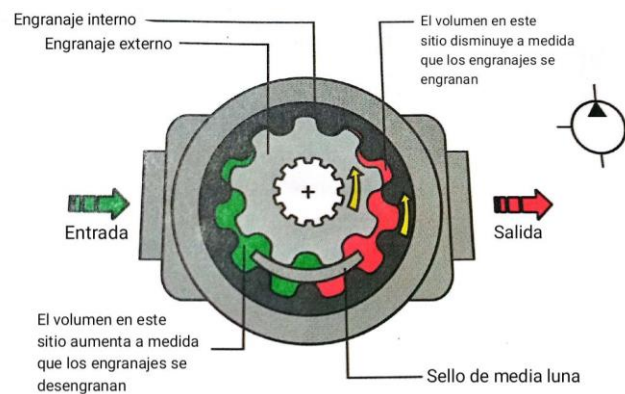
A medida que los engranajes engranan, cualquier líquido que quede en la cámara del diente desarrolla un alto nivel de presión. Las muescas de descompresión mecanizadas en las placas laterales alivian este fluido y la presión correspondiente. El fluido que no se descarga se canaliza hacia una ranura que se usa para lubricar los cojinetes.

2.7.4.2. Bombas de engranaje interno

Una bomba de engranajes internos reemplaza el engranaje loco externo con un engranaje interno (llamado así porque los dientes del engranaje son internos al engranaje). Un tipo típico de bomba de engranajes internos es la

bomba de sello creciente que se muestra en la figura 89. Este diseño de bomba consta de un engranaje externo que engrana con los dientes que están en el interior de un engranaje más grande. Las cámaras de bombeo se forman entre los dientes del engranaje. Se mecaniza un sello en forma de medialuna en el cuerpo de la válvula entre la entrada y la salida donde la holgura entre los dientes es máxima. De esta manera, los dos puertos se separan mientras los engranajes transportan aceite más allá del sello.

Figura 89. **Bomba de engranajes internos tipo media luna**

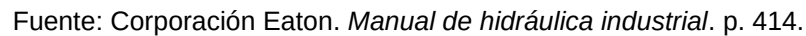


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 413.

Al igual que el tipo externo, los impulsores de engranajes internos son de desplazamiento fijo y están disponibles en configuraciones simples y múltiples.

Uno de los tipos más comunes de bomba de engranajes internos es la bomba gerotor (figura 90). Una bomba gerotor combina un engranaje externo dentro de un engranaje interno. El engranaje interior está enchavetado al eje y tiene un diente menos que el engranaje exterior. A medida que giran los engranajes, los dientes del engranaje interno están en contacto constante con el engranaje externo, pero con un diente más, el engranaje externo gira más

Figura 90. **Bomba de engranajes internos tipo gerotor**



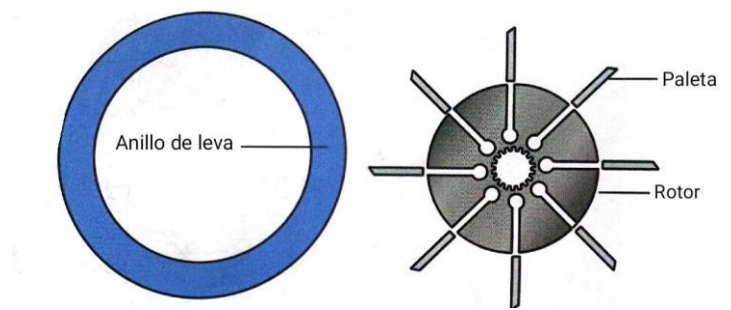
2.7.5. Bombas de paletas

111

2.7.5.1. Bombas de paletas de diseño desequilibrado

Los elementos básicos de bombeo de una bomba de paletas son el rotor ranurado, las paletas y el anillo de levas, como se muestra en la figura 91. Las paletas se ajustan a las ranuras del rotor y siguen la superficie interior del anillo de levas a medida que gira el rotor. Por lo general, una velocidad inicial mínima de 600 RPM arroja las paletas contra el anillo, donde quedan sujetas por la fuerza centrífuga. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas y están encerradas por el rotor, el anillo y dos placas laterales.

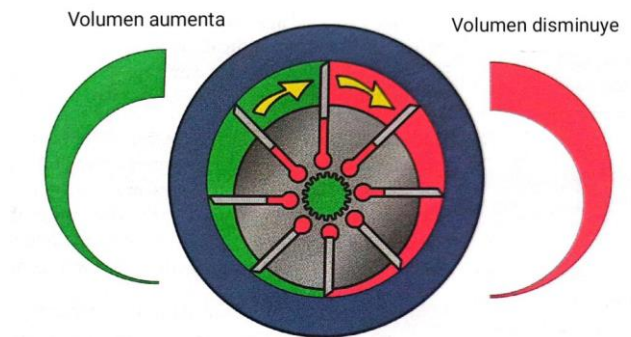
Figura 91. Elementos básicos de una bomba de paletas



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 415.

El principio de funcionamiento de una bomba de paletas se ilustra en la figura 92. Un rotor está ranurado en el eje impulsor y gira dentro de un anillo de levas. Debido a que el anillo está desplazado (excéntrico) de la línea central del rotor, las cámaras aumentan de tamaño en un lado del centro y disminuyen de tamaño en el lado opuesto.

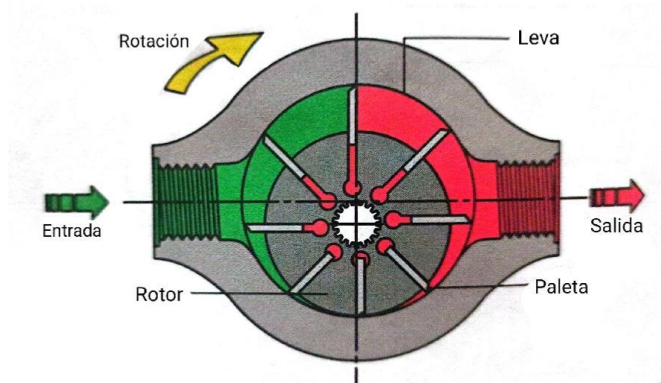
Figura 92. **Excentricidad entre el rotor y el anillo de la leva**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 415.

La figura 93 muestra la relación entre el rotor excéntrico y el anillo de leva con los puertos de entrada y salida de la cámara de bombeo. En el lado izquierdo de la figura 93, las cámaras están aumentando de tamaño, creando un vacío parcial que permite que el fluido ingrese a las cámaras en el lado de entrada. Las cámaras se hacen progresivamente más pequeñas en el lado derecho de la figura 93, forzando al fluido a salir. El desplazamiento de la bomba está determinado por la diferencia de volumen de las cámaras en las regiones de entrada y salida, multiplicado por el número de cámaras.

Figura 93. **Grupo giratorio con puertos de entrada y salida**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 416.

La rotación del rotor, por lo tanto, hace que el fluido sea barrido desde la entrada hasta la salida por las paletas. Las paletas hacen contacto con la superficie del anillo de leva y están lubricadas por el fluido. El diseño compensa el desgaste de la leva y la punta de los álabes al permitir que los álabes se extiendan más fuera de las ranuras del rotor.

Las paletas se mantienen contra la superficie del anillo de leva por la fuerza centrífuga. El giro del rotor provoca una fuerza centrífuga que empuja las paletas fuera de las ranuras del rotor. El sellado efectivo en la superficie del anillo de leva de la paleta requiere que el rotor gire a cierta velocidad mínima, dependiendo de la bomba y las condiciones de operación.

Dado que la fuerza centrífuga suele ser insuficiente para superar las altas presiones en la punta exterior de la paleta en el lado de salida, también se suministra aceite presurizado debajo de las paletas. Un método para lograr este equilibrio de presión es proporcionar un pasaje desde la superficie del rotor hasta la base de la paleta. Esto usa la presión debajo de la paleta para que sea igual a

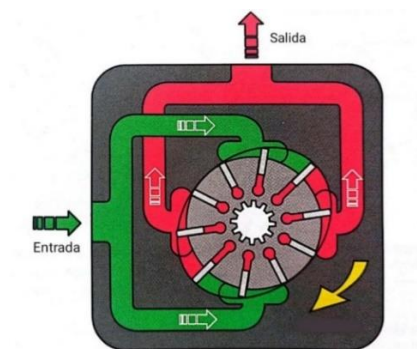
la presión en la parte superior. Otro método es suministrar presión de salida de la bomba a la parte inferior de todas las paletas, como se ilustra en la Figura 93.

Las bombas de este diseño están desequilibradas porque la presión alta (salida) en un lado del rotor y la presión baja (entrada) en el otro lado crean una carga en el rotor que debe ser soportada por el eje y los cojinetes del eje. Esto conduce a componentes más grandes, que dan como resultado una bomba más grande.

2.7.5.2. Bombas de paletas equilibradas

La diferencia entre la baja presión en la entrada y la alta presión en la salida hará que se transmita una fuerza significativa al rotor y, por lo tanto, al eje y los cojinetes de la bomba. En la figura 93 esta fuerza estará a la izquierda. Para superar este problema, Harry Vickers introdujo el diseño de paletas balanceadas alrededor de 1935. Hoy en día, todas las bombas de paletas de desplazamiento fijo usan un diseño balanceado.

Figura 94. **Diseño de la bomba de paletas desequilibradas**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 417.

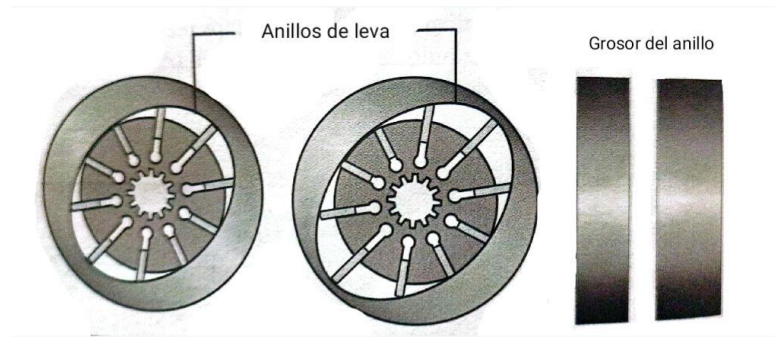
El anillo de levas circular del diseño desequilibrado se reemplaza por un anillo de levas elíptico en el diseño equilibrado. La figura 94 muestra el principio de diseño equilibrado. Este diseño tiene conjuntos opuestos de puertos de entrada y salida. Dado que los puertos están colocados exactamente uno frente al otro, las altas fuerzas generadas en los puertos de salida se anulan entre sí. Esto evita la carga lateral del eje de la bomba y los cojinetes y significa que el eje y los cojinetes solo tienen que soportar la carga de torsión y las cargas externas. La carga reducida en el eje y los cojinetes conduce a componentes más pequeños, lo que da como resultado un diseño de bomba más compacto.

Dado que hay dos lóbulos en el anillo de levas por revolución, el desplazamiento de la bomba es igual al doble de la cantidad de fluido que es bombeado por las paletas que se mueven desde una entrada hasta su salida correspondiente.

Esta configuración forma dos conjuntos de puertos de salida en lados opuestos del rotor que están conectados a través de pasajes dentro de la carcasa. Debido a que los puertos están colocados con una separación de 180 grados, las fuerzas causadas por la acumulación de presión en un lado se anulan por fuerzas iguales pero opuestas en el otro.

El desplazamiento de la mayoría de las bombas de paletas de diseño equilibrado no se puede ajustar. Están disponibles anillos intercambiables (figura 95) con diferentes levas, lo que permite modificar una bomba, aumentando o disminuyendo su desplazamiento.

Figura 95. **Anillo de leva intercambiables proporcionan una selección de flujos**

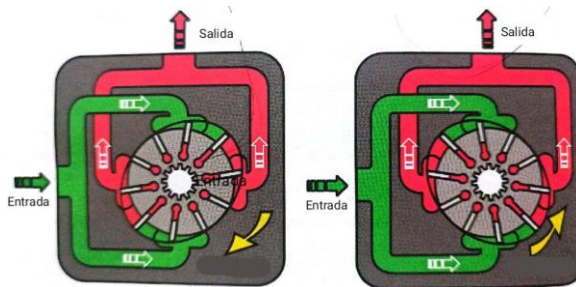


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 418.

Otra modificación que se usa a veces es invertir la dirección del eje impulsor sin invertir la dirección del flujo dentro de la bomba.

El anillo se reposiciona 180 grados desde su posición original (figura 96). Esto permite que las cámaras de bombeo aumenten de tamaño a medida que pasan por el puerto de entrada y disminuyan en la salida. El flujo a través de la bomba sigue siendo el mismo, aunque se haya invertido la rotación del eje impulsor.

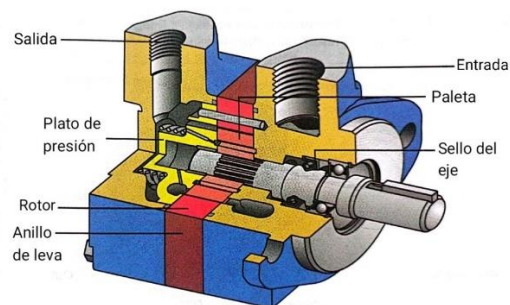
Figura 96. **Girando el anillo de leva 180 ° invierte la dirección de la rotación**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 418.

Las bombas tipo paletas cuadradas (figura 97) están balanceadas hidráulicamente y tienen un desplazamiento fijo.

Figura 97. **Desplazamiento fijo bomba cuadrada**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 419.

El cartucho consta de un anillo que se intercala entre el cuerpo de la bomba y la tapa, un rotor, 12 paletas y una placa de presión accionada por resorte. El puerto de entrada está en el cuerpo y la salida en la tapa, que puede montarse en cualquiera de las cuatro posiciones para facilitar la instalación de tuberías. El

resorte mantiene la placa de presión en posición contra el anillo en todo momento.

El aumento de la presión de salida actúa con el resorte para compensar las presiones dentro del cartucho que pueden separar la placa de presión del anillo. La holgura de funcionamiento adecuada está determinada por los anchos relativos del anillo y del rotor.

La acción de bombeo necesaria para el arranque inicial se genera haciendo girar el rotor y el eje lo suficientemente rápido para que la fuerza centrífuga arroje las paletas contra el anillo.

Una ranura anular interrumpida en la placa de presión permite el flujo libre de fluido presurizado hacia las cámaras debajo de las paletas a medida que salen de las ranuras del rotor. El flujo de retorno se restringe a medida que las paletas retroceden, manteniéndolas firmemente contra el anillo.

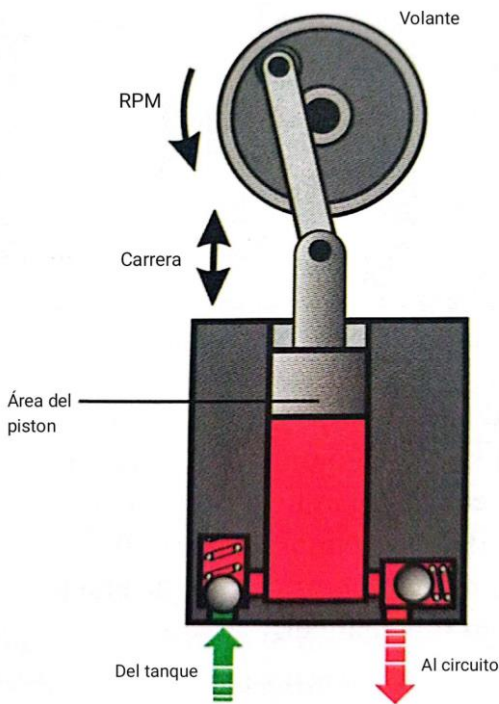
2.7.6. Bombas de pistones

Todas las bombas de pistón funcionan según el principio de que un pistón que se mueve alternativamente en un orificio aspirará líquido cuando se retraiga y lo expulsará cuando avance.

Los dos diseños básicos son radiales y axiales. Ambos están disponibles como modelos de desplazamiento fijo o variable. Una bomba radial tiene los pistones dispuestos radialmente en un bloque de cilindros, mientras que los pistones en las unidades axiales son paralelos entre sí y al eje del bloque de cilindros. Las bombas de pistones axiales se pueden dividir en tipos en línea (plato oscilante) y de eje inclinado.

La figura 98 ilustra una bomba de pistón conceptual. A medida que el eje impulsor gira una revolución, el pistón realiza un ciclo completo en su orificio. Las válvulas de retención en la parte inferior del orificio aseguran que el fluido se desplace en la dirección correcta a través de los puertos de entrada y salida.

Figura 98. **Concepto de la bomba de pistones**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 424.

El pistón tiene un área de sección transversal de 1 in^2 ($6,45 \text{ cm}^2$) y una carrera de 2,31 pulgadas (5,9 cm). Por lo tanto, cuando el pistón se retira de su orificio, la válvula de retención de entrada se abrirá y $2,31 \text{ in}^3$ (38 cm^3) de fluido entrarán en la cámara ($1 \text{ in}^2 \times 2,31 \text{ in}$). Cuando el pistón regresa a su posición inicial, la válvula de retención de entrada se cerrará y la válvula de retención de salida se abrirá, lo que permitirá que el pistón expulse $2,31 \text{ in}^3$ de la cámara. Por

lo tanto, el desplazamiento de esta bomba es de $2,31 \text{ in}^3/\text{rev}$ o CIR ($38 \text{ cm}^3/\text{rev}$ o CCR).

Dada una velocidad del eje impulsor de 100 RPM, esta bomba entregaría 231 in^3 por minuto ($2,31 \text{ in}^3/\text{rev} \times 100 \text{ rev/min}$), el equivalente a un galón por minuto.

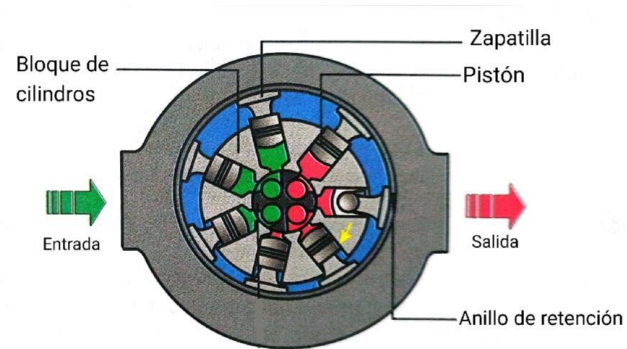
2.7.6.1. Rango de tamaño

Las bombas de pistón son una fuente de energía hidráulica eficiente, disponible en una gama excepcionalmente amplia de capacidades de flujo y presión. Los tamaños de los modelos van desde menos de una pulgada cúbica por revolución (CIR) hasta varios cientos de CIR. Los rangos de presión van desde aproximadamente 2 000 psi (140 bar, 14 000 kPa) hasta más de 7 000 psi (480 bar, 48 000 kPa)

2.7.6.2. Bombas de pistones radiales

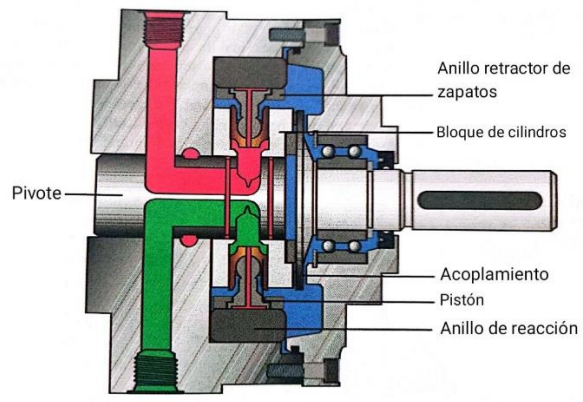
En una bomba radial, el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario dentro de un anillo de reacción circular o rotor (figura 99). A medida que el bloque gira, la fuerza centrífuga, la presión de carga o alguna forma de acción mecánica hace que los pistones sigan la superficie interior del anillo, que está desplazada de la línea central del bloque de cilindros. Los puertos en el pivote (figura 100) permiten que los pistones tomen fluido a medida que se mueven hacia afuera y lo descarguen a medida que se mueven hacia adentro.

Figura 99. **Sección transversal de una bomba de pistones**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 425.

Figura 100. **Conexión del pivote en una bomba de pistones radiales**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 425.

El desplazamiento de la bomba está determinado por el tamaño y el número de pistones y la longitud de su carrera. La sincronización de la bomba (el punto en el círculo cuando el pistón está expuesto al puerto de presión o al puerto de entrada) es tal que dos o más pistones están descargando su fluido al mismo tiempo. Además, dos o tres pistones pueden estar pasando por el puerto de

entrada al mismo tiempo. Esto proporciona una transición muy suave del fluido a alta presión hacia la salida, lo que reduce la ondulación del flujo y ayuda a mantener un sistema silencioso.

El desplazamiento de las bombas de pistones radiales puede ser bajo, pero el uso más popular de ellas es en el rango de desplazamiento alto. Los pistones de gran diámetro con carreras largas pueden generar desplazamientos de 200 o más CIR (3 275 o más CCR). Además, los juegos de pistones se pueden agrupar en dos o tres filas, duplicando o triplicando el desplazamiento.

En algunos modelos, el desplazamiento se puede variar moviendo el anillo de reacción para aumentar o disminuir el recorrido del pistón.

2.7.6.3. Bombas de pistones axiales

En las bombas de pistones axiales, los pistones se mueven alternativamente en paralelo al eje de rotación del bloque de cilindros. El tipo más simple de bomba de pistones axiales es el diseño en línea de plato oscilante, el tipo más popular y producido por una gran cantidad de fabricantes. Un diseño menos común pero también viable es el tipo de eje doblado.

Al igual que las bombas de pistones radiales, el desplazamiento de las bombas de pistones axiales está determinado por el área del pistón, la longitud de la carrera del pistón y el número de pistones. Los desplazamientos van desde alrededor de 0,75 CIR (alrededor de 12 CCR) hasta alrededor de 47 CIR (750 CCR). Con poca frecuencia algunas unidades son más grandes.

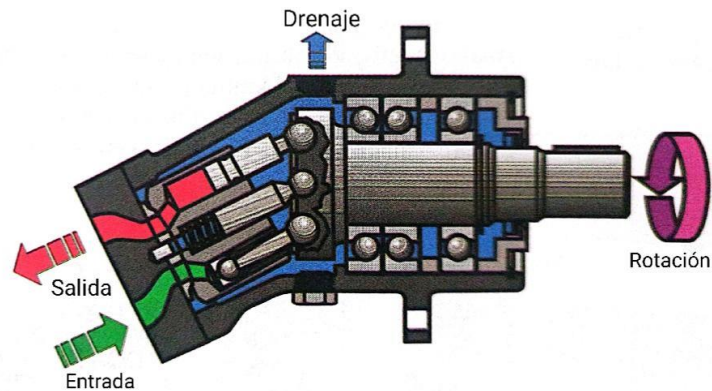
Las bombas de pistón tienen varios conjuntos de superficies que se mueven entre sí, siendo el movimiento del pistón dentro del orificio el más obvio. A

menudo, una de las superficies será de acero y la otra de bronce para reducir la fricción. También se tiene cuidado durante el diseño de la bomba para asegurar que se proporcione flujo de lubricación a las superficies que lo necesitan. Se proporciona un drenaje de la bomba, conectado al depósito en la entrada de la bomba, para llevarse los flujos de lubricación y fugas. Este líquido lubricante también ayuda a enfriar la bomba y puede calentarse bastante. Debido a las piezas ajustadas y las superficies finamente maquinadas en las bombas de pistón, la limpieza y los fluidos de buena calidad son vitales para una larga vida útil.

2.7.6.4. Bomba de pistón de eje inclinado

Las bombas axiales de eje doblado se basan en el movimiento alternativo de los pistones en un bloque de cilindros que es causado por un ángulo en la conexión del eje impulsor al bloque de cilindros. La figura 101 ilustra una bomba de este tipo. Los vástagos del pistón están unidas a la brida del eje de transmisión mediante juntas esféricas y se fuerzan hacia adentro y hacia afuera de sus orificios a medida que cambia la distancia entre la brida del eje de transmisión y el bloque de cilindros. El pistón de la parte inferior está retraído, mientras que el de la parte superior está completamente hacia adelante en el orificio. Los puertos están dispuestos en la placa de la válvula de modo que los pistones pasen por la entrada a medida que se extraen y la salida a medida que se los obliga a volver a entrar. Por lo general, es fácil reconocer este tipo de bomba debido a la distintiva forma en ángulo de la carcasa de la bomba.

Figura 101. **Bomba de pistón de eje doblado**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 427.

El ángulo de los pistones en relación con el eje impulsor, generalmente de 23 o 24 grados, pero puede llegar a los 30 grados, crea grandes fuerzas laterales en el eje, lo que genera un eje y cojinetes robustos. Esto, junto con la carcasa en ángulo, da como resultado una bomba más grande que el diseño en línea de tamaño equivalente. Sin embargo, las bombas de pistón de eje inclinado son muy eficientes, lo que proporciona un par de arranque más bajo y menos generación de calor causada por pérdidas mecánicas.

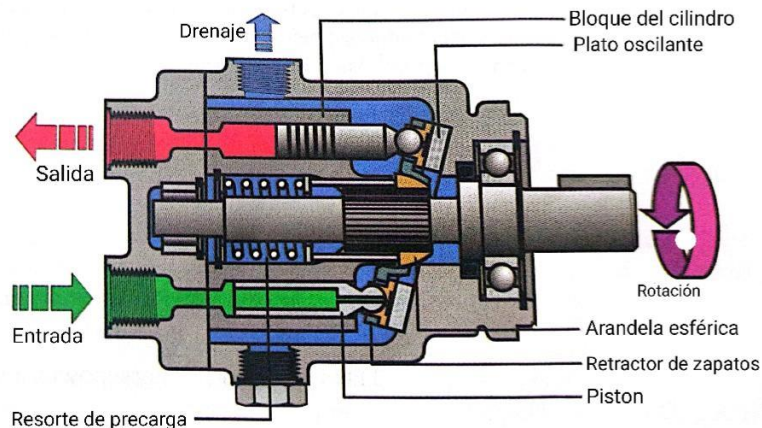
2.7.6.5. Bomba de pistón en línea

El bloque de cilindros en esta bomba es girado por el eje impulsor. Los pistones instalados en los orificios del bloque de cilindros están conectados a través de zapatas de pistón y una placa de zapata, de modo que las zapatas se apoyen contra un plato oscilante en ángulo. La placa de zapata (o anillo retractor) se asegura de que las zapatas del pistón sigan la placa oscilante.

A medida que el bloque gira (figura 102), las zapatas del pistón siguen al plato oscilante, lo que hace que los pistones se muevan alternativamente. Los puertos están dispuestos en la placa de la válvula de modo que los pistones pasen por la entrada cuando se extraen y pasen por la salida cuando se los obliga a volver a entrar.

Como todas las bombas de pistones, el desplazamiento de las bombas de pistones axiales está determinado por el tamaño y el número de pistones, así como por la longitud de la carrera. La longitud de la carrera está determinada por el ángulo del plato oscilante.

Figura 102. **Bomba de pistones en línea**

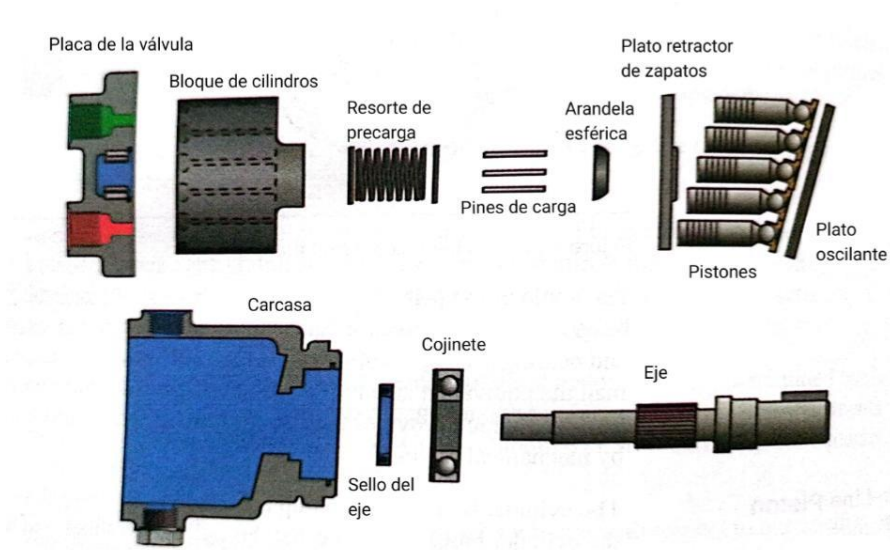


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 127.

Los componentes básicos de una bomba de pistón en línea se muestran en la figura 103. Las fuerzas laterales sobre el eje y los cojinetes son menores en el diseño en línea, lo que permite componentes más pequeños del eje y del cojinete, en parte porque el ángulo del plato oscilante es menor en este tipo de diseño. El ángulo máximo del plato oscilante en una bomba en línea suele ser de 18 o 19

grados. Aunque el diseño en línea no es tan eficiente como el diseño de eje inclinado, es un diseño más económico y, por lo tanto, más popular.

Figura 103. **Componentes de una bomba de pistones en línea**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 428.

2.7.7. Bombas de desplazamiento variable

Las bombas de desplazamiento fijo descargan un volumen determinado de fluido independientemente de los requisitos del sistema. Este volumen sólo se puede variar cambiando la velocidad de accionamiento de la bomba, lo que no es práctico cuando el motor principal es un motor eléctrico. Si los sistemas requieren menos fluido del que está descargando la bomba, el equilibrio del flujo debe encontrar un camino alternativo que generalmente pasa por una válvula de alivio y regresa al depósito.

Esta cantidad de exceso de flujo, en el ajuste de presión de la válvula de alivio, da como resultado la pérdida de energía en el sistema y la adición de calor al fluido y al depósito.

Con frecuencia, se utilizará una válvula de control de flujo o de control direccional para reducir el flujo del sistema a una parte del circuito. Cuando se hace esto, se llama medir el flujo.

Para conservar energía y evitar la generación de calor, se utilizan bombas de caudal variable. Estas bombas proporcionan un medio para cambiar el desplazamiento de la bomba de modo que solo se suministre suficiente líquido al sistema y nada más. La fórmula del calor muestra que si se puede reducir el flujo que pasa por una válvula de alivio, se reduce el calor generado. Además, la potencia requerida para impulsar la bomba también se reduce, con base en la fórmula:

$$hp = \frac{P \times GPM}{1\,714 \times Eff}$$

Donde:

Hp= Potencia para accionar la bomba

P= Presión de salida de la bomba (Psi)

GPM= Caudal de la bomba

Eff= Eficiencia total de la bomba

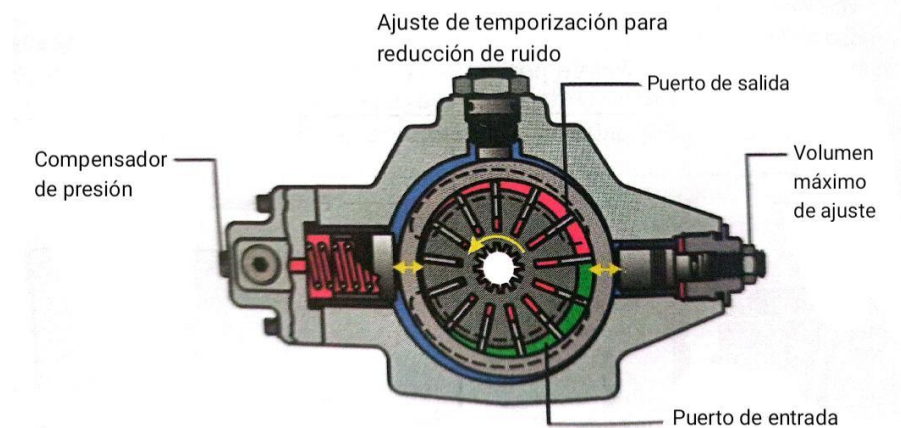
1 714= Constante para resolver las unidades de conversión

La potencia de entrada reducida, la pérdida de energía reducida y la generación de menos calor hacen que el concepto de una bomba de desplazamiento variable sea bastante atractivo. Las bombas de paletas desequilibradas y todas las bombas de pistón se prestan a un concepto de desplazamiento variable.

2.7.7.1. Bomba de paletas de desplazamiento variable

La bomba de paletas variables tiene un diseño desequilibrado y crea el desplazamiento moviendo el anillo de levas. La figura 104 muestra el anillo de levas móvil y los pistones que hacen que se mueva. Al mover la leva hacia la izquierda, se reduce el volumen diferencial entre la entrada y la salida, porque se reduce la excentricidad entre la leva y el rotor. A medida que la leva se mueve hacia la derecha, aumenta el desplazamiento de la bomba.

Figura 104. Bomba de paletas de desplazamiento variable



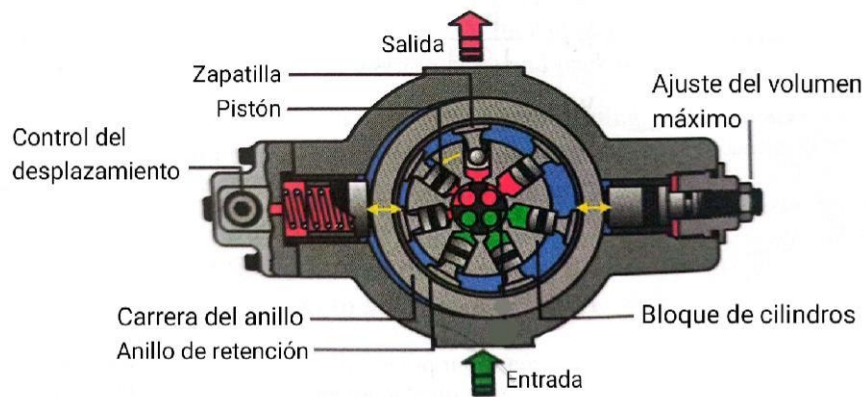
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 430.

El pistón de la izquierda se llama pistón de sesgo e intenta mantener el desplazamiento máximo en todo momento. El pistón de la derecha se llama pistón de control. Cuando la presión del sistema alcance un nivel predeterminado, el pistón de control forzará la leva hacia la izquierda. Supera el pistón de sesgo y se reducirá el desplazamiento de la bomba. El mecanismo que opera el pistón de control se llama compensador.

2.7.7.2. Bomba de desplazamiento variable de pistones radiales

La figura 105 muestra una bomba de pistones radiales típica que ha sido modificada para desplazamiento variable. Funciona con el mismo principio que la bomba de paletas variables, en el sentido de que la leva exterior se mueve hacia la izquierda o hacia la derecha para cambiar la excentricidad con el bloque de cilindros y cambiar la carrera del pistón, lo que cambia el desplazamiento. Un pistón de sesgo a la izquierda y un pistón de control a la derecha mueven la leva hacia la izquierda o hacia la derecha para cambiar el desplazamiento.

Figura 105. **Bomba de pistones radiales de desplazamiento variable**



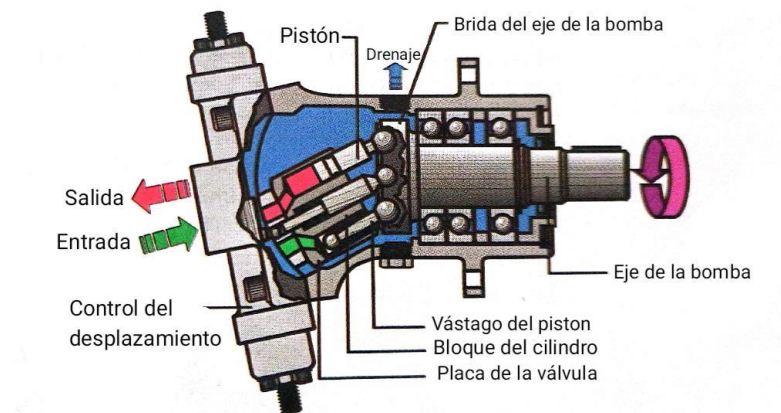
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 430.

Las bombas de pistones radiales de caudal variable funcionan muy bien y suelen ser muy fiables y duraderas. Se desempeñan igualmente bien a presiones altas y bajas, aunque el costo normalmente prohíbe su uso en aplicaciones de baja presión.

2.7.7.3. Bombas de pistón de eje inclinado de desplazamiento variable

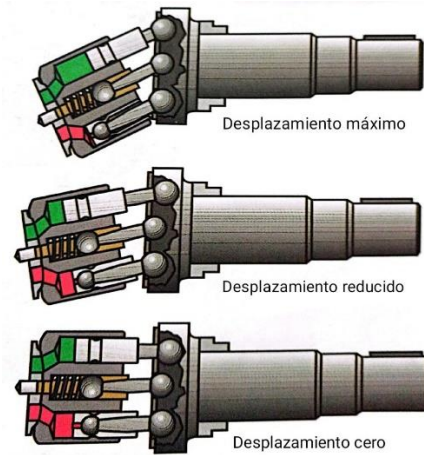
La figura 106 muestra una vista en sección transversal de una bomba de pistones axiales de eje inclinado. La rotación del eje impulsor hace que los pistones y el bloque de cilindros giren, lo que a su vez hace que los pistones se muevan hacia adentro y hacia afuera del orificio del cilindro. A medida que cambia el ángulo entre el bloque de cilindros y el eje impulsor (figura 107), cambia el recorrido de los pistones en sus respectivos orificios, aumentando o disminuyendo el desplazamiento de la bomba.

Figura 106. **Bomba de pistones de eje inclinado de desplazamiento variable**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 431.

Figura 107. **El desplazamiento es controlado por el ángulo del bloque de cilindros**



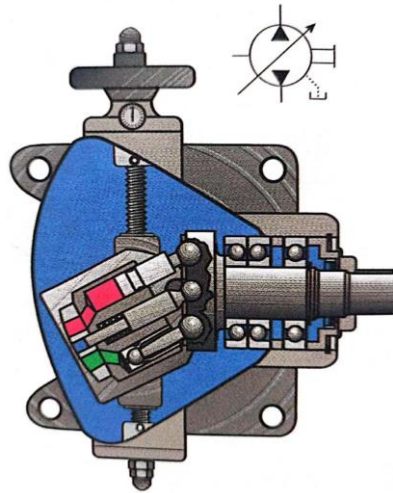
Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 431.

El ángulo de desplazamiento es controlado por la válvula de control de desplazamiento montada en la parte trasera de la bomba. La válvula de control de desplazamiento consta de un compensador, un pistón de sesgo y un pistón de control. El pistón de sesgo intenta mantener el bloque de cilindros en su ángulo de desplazamiento máximo en todo momento, y el pistón de control desplazará el bloque de cilindros a un ángulo de desplazamiento menor según lo requiera el sistema.

El desplazamiento también se puede controlar manualmente operando la válvula de control de desplazamiento con una palanca. La palanca puede ser una manija, una perilla de ajuste o un volante, que se usa para controlar y establecer la velocidad controlando la salida de la bomba. Una aplicación típica podría ser un accionamiento de cinta transportadora. El ángulo de desplazamiento del bloque de cilindros todavía está gobernado por el pistón de control.

Un control de desplazamiento puramente mecánico es viable y se usa ocasionalmente. Consiste en un mecanismo de ajuste de volante y tornillo conectado directamente al bloque de cilindros como se muestra en la figura 108. El volante se gira para establecer el ángulo del bloque de cilindros y, por lo tanto, el flujo del sistema.

Figura 108. **Control de desplazamiento mecánico**

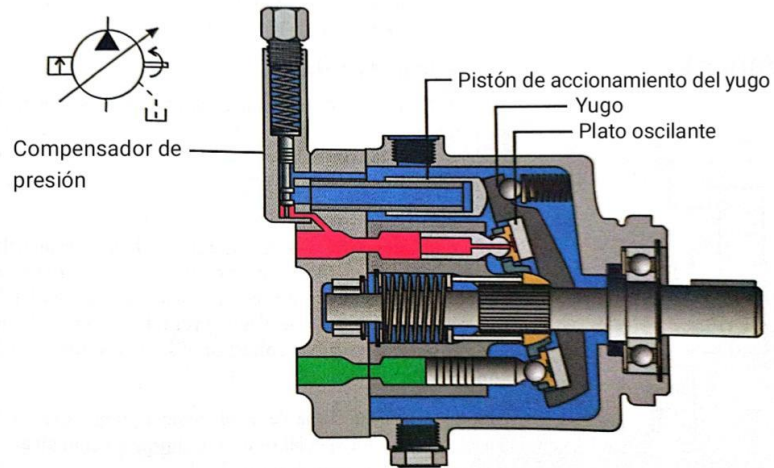


Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 432.

2.7.7.4. Bomba de pistón en línea de desplazamiento variable

El diseño más popular de bomba de pistón es el diseño en línea, llamado así porque los pistones y el bloque de cilindros están en línea con el eje impulsor. La figura 109 es una vista en sección transversal de un diseño en línea.

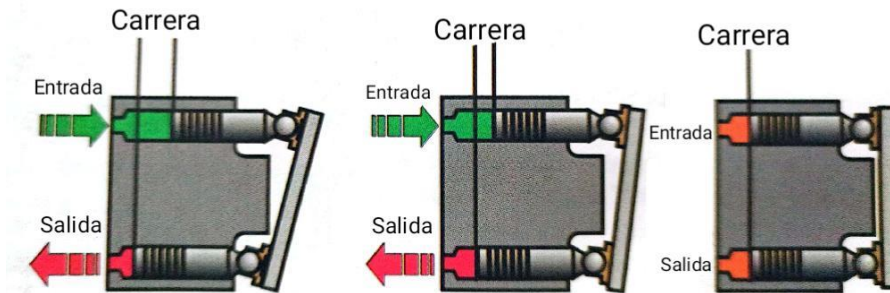
Figura 109. **Sección transversal de una bomba de pistón en línea**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 433.

La rotación del eje impulsor hace que el bloque de cilindros y los pistones giren, lo que hace que los pistones se muevan hacia adentro y hacia afuera de sus orificios mientras se deslizan sobre el plato oscilante en ángulo. El plato oscilante está soportado por un yugo, que pivota sobre cojinetes. Al girar el yugo cambia el ángulo del plato oscilante, lo que cambia la carrera de los pistones dentro y fuera de sus orificios. El desplazamiento de la bomba disminuye con una disminución en el ángulo del plato oscilante (figura 110).

Figura 110. **El desplazamiento de la bomba se basa en el ángulo del plato oscilante**



Fuente: Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. p. 433.

El yugo se puede girar manual o hidráulicamente, siendo el más común hidráulico. Sólo las bombas más pequeñas, alrededor de 2,5 in³/revolución (alrededor de 40 cm³/revolución), pueden accionarse manualmente. La operación manual es popular en las transmisiones hidrostáticas más pequeñas, donde la manija se convierte en la palanca de control de velocidad y de marcha atrás para regular la transmisión de un transportador o un tambor mezclador.

El control de carrera hidráulica se logra con un pistón de control que trabaja contra un pistón de sesgo o un resorte de sesgo. El resorte de sesgo es bastante común, como se muestra en la figura 109, aunque está limitado a bombas con desplazamientos por debajo de aproximadamente 5 pulgadas cúbicas por revolución (alrededor de 82 cm³/revolución) debido a las altas fuerzas del yugo en bombas más grandes. Tanto el resorte de sesgo como el pistón de sesgo realizan la misma función, para mantener el yugo en el ángulo máximo cuando el pistón de control no lo fuerza hacia atrás.

3. DISEÑO Y CONFIGURACIÓN DE UNA UNIDAD HIDRÁULICA DE 2,5 GPM/ 3 000 PSI/ 24 VDC

3.1. Diseño del depósito

Para el diseño del tanque se realizan los siguientes pasos:

3.1.1. Cálculo del volumen del depósito

Para el cálculo del volumen se utilizará la regla de dimensionamiento general para depósitos hidráulicos:

Tamaño del tanque (galones)= bomba GPM x 2 o x 3

Tamaño del tanque (galones)= 2,5 x 3

Tamaño del tanque= 7,5 galones

3.1.2. Dimensionamiento del depósito

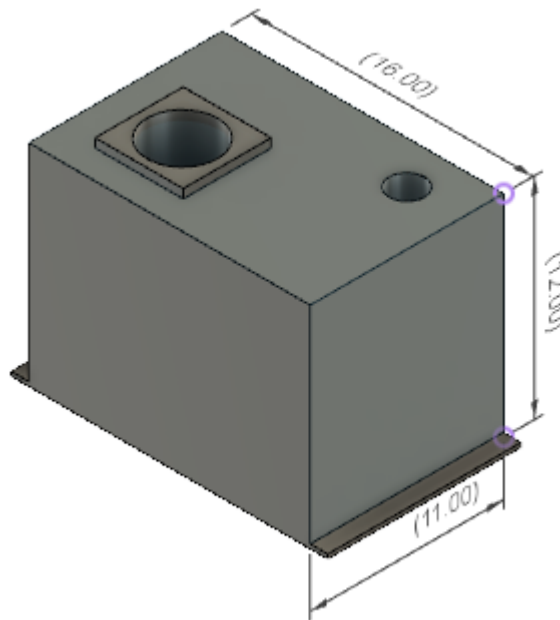
Para el dimensionamiento del depósito se debe tomar en cuenta que el tanque debe de añadir dos pulgadas de altura debido a los gases que se generan por el calentamiento del fluido hidráulico.

Ancho: 11 pulgadas

Alto: 10 pulgadas (fluido hidráulico) + 2 pulgadas (Cámara de gases)

Largo: 16 pulgadas

Figura 111. **Dimensionamiento del depósito**



Fuente: elaboración propia, empleando Fusión 360.

Se realiza un diseño de depósito vertical:

- En el agujero de diámetro mayor irá montada el motor y bomba.
- En el agujero de diámetro menor irá montado el tapón/ filtro respirador.

3.2. Selección de la bomba hidráulica

Para seleccionar la bomba se debe de realizar el cálculo del desplazamiento:

$$Q_{\text{teo}} = \frac{D \times \text{RPM}}{231}$$

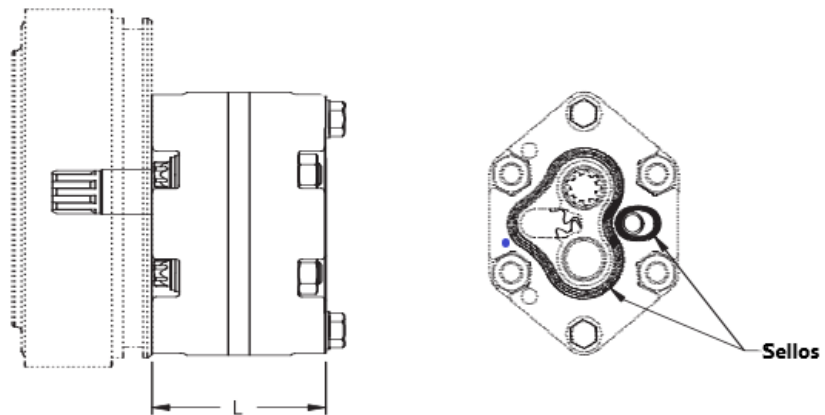
Despejando D:

$$D = \frac{Q_{teo} \times 231}{RPM}$$

$$D = \frac{2,5 \times 231}{2400} = 0,241 \text{ CIR}$$

Se selecciona una bomba con un desplazamiento aproximado a 0,241 CIR, el cuál es el dato teórico. En la tabla se muestran modelos de bombas de engranajes de la marca SPX Stone, se seleccionará la bomba KP40 para la unidad hidráulica (tabla I).

Figura 112. **Bomba de engranajes serie SPX Stone.**



Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 47. Consulta: 30 octubre de 2022.

Tabla I. **Modelos de bombas marca SPX Stone**

KIT NO.	Desplazamiento		Largo		Presión Máxima		
	CC REV	CIR	MM	INCH	MAX. RPM	CONT. PSI / BAR	INTERMIT. PSI/BAR
KP08	0.8	0.049	57	2.25	5000	5000/350	5000/350
KP10	1.0	0.061	58	2.28	5000	5000/350	5000/350
KP12	1.2	0.073	59	2.32	5000	5000/350	5000/350
KP16	1.6	0.098	60	2.38	5000	5000/350	5000/350
KP20	2.0	0.122	62	2.44	4000	5000/350	5000/350
KP25	2.5	0.153	64	2.52	4000	4600/320	5000/350
KP31	3.1	0.189	67	2.62	4000	3600/250	5000/350
KP40	4.0	0.244	70	2.75	4000	3000/200	4000/280
KP50	5.0	0.305	74	2.90	4000	2300/160	3200/220
KP63	6.3	0.384	79	3.11	3200	1800/125	2500/175
KP80	8.0	0.488	86	3.37	2400	1500/100	2000/140

Fuente: Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 47. Consulta: 30 octubre de 2022.

3.3. Selección del motor eléctrico

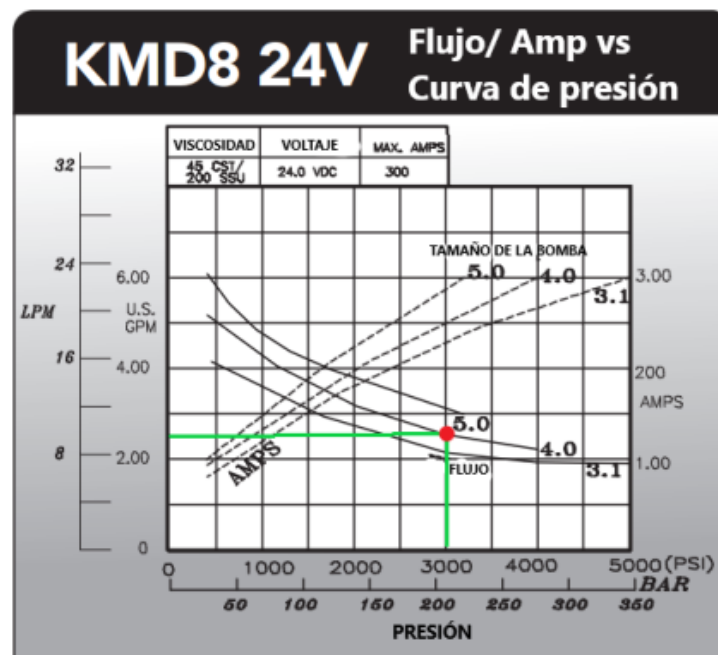
Para la selección del motor eléctrico se debe de calcular la potencia requerida para poder impulsar la bomba, sabemos que la presión que deseamos en el sistema hidráulico es de 3 000 psi.

$$hp = \frac{P \times GPM}{1\,714}$$

$$hp = \frac{3\,000 \times 2,5}{1\,714} = 4,38 \text{ HP}$$

Se utilizará un el motor de tarea pesada 12/ 24 VDC, marca SPX Stone, modelo KMD8.

Figura 113. Rendimiento del motor KMD8/ 24 VDC



Fuente: Spxflow. Catálogo SPX Stone. www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf. p. 43. Consulta: 30 octubre de 2022.

En la figura 113 se puede observar que, si se desea más flujo en el sistema hidráulico, se debe de reducir la presión; de igual manera, si se desea más presión, se reducirá el flujo.

3.4. Elección de la válvula direccional

Se utilizará una válvula con las siguientes características:

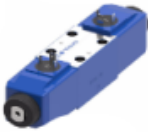
- Válvula de cuatro vías y tres posiciones
- Accionamiento eléctrico
- Bobinas de 24 VDC
- Centrada por resortes
- Carrete para un centro cerrado

Descripción general para la válvula DG4V3 marca Eaton-Vickers:

- Caída de presión mínima 2,5 bar a 30 L/ min.
- Rango de voltajes de bobina y opciones de potencia
- Hasta 80 l/min (21 GPM) y hasta 40 l/min (10,5 GPM) respectivamente a 350 bar (5 000 psi).
- Interfaz estándar internacional. El montaje de la válvula cumple con la norma ISO 4401, tamaño 03 y es compatible con las normas internacionales relacionadas.

Para nuestra unidad hidráulica se utilizará la electroválvula DG4V-3-2C-M-U-H7-60 (Código Vickers 529760).

Figura 114. **Cofiguración de la válvula direccional**



Vickers

529760

Industrial Valves - DG4V3 2C MUH7 80

Código de modelo: DG4V3-2C-M-UH7-80

Especificaciones del producto		
Característica	Código	Descripción
TIPO DE SELLO	-	(0) VITON
TIPO DE VÁLVULA	DG4V	(DG4V) SOLENOIDE ACCIONADA PR DCV MONTADO EN PLACA AUXILIAR, 350 BAR EN PUERTOS A, B y P
INTERFAZ	-3	(3) ISO/DIN 4401-AB-03, INTERFAZ 6H TAMAÑO 3
PERFORMANCE	-	(0) ALTO DESEMPEÑO
TIPO DE BOBINA	-2	(2) P, A, B Y T BLOQUEADOS
DISPOSICIÓN DEL RESORTE DE BOBINA	C	(C) CENTRADO CON RESORTES, TERMINAL DOBLE.
ORIENTACIÓN DEL DISEÑO	-	(0) DISEÑO ESTÁNDAR
MANDO MANUAL	-	(0) CAMBIO A MANDO MANUAL EN LOS EXTREMOS DEL SOLENOIDE ÚNICAMENTE
IDENTIFICACIÓN DEL SOLENOIDE	-M	(M) INDICADOR DE DISEÑO ESTÁNDAR SEGÚN ANSI B93.9
INTERRUPTOR DE CONTROL DE LA BOBINA	-	(0) SIN INTERRUPTOR DE CONTROL DE POSICIÓN DE LA BOBINA
TIPO DE BOBINA	-U	(U) ISO4400, CONECTOR DIN43650
LUZ INDICADORA DE SOLENOIDE	-	(0) SIN LUZ INDICADORA DE SOLENOIDE
DIODO	-	(0) SIN DIODO
TENSIÓN DE LA BOBINA	-H	(H) 24V CC 30 Vatios
PRESIÓN DE RÉGIMEN DE TRABAJO DEL PUERTO DEL TANQUE	7	(7) 210 BAR (3000 PSI) PARA MODELOS DE ALTO DESEMPEÑO DE CC
CÓDIGO DE DISEÑO	-80	(80) NÚMERO DE DISEÑO

Fuente: es.eatonpowersource. *Válvula direccional*. es.eatonpowersource.com/products/configure/industrial-valves/details/529760/. Consulta: 30 octubre 2022.

3.5. Accesorios

Se utilizarán los siguientes componentes para la unidad hidráulica:

- Manómetro vertical 0-3 000 psi.
- Termo nivel.
- Tapa de llenado.
- Filtro de succión.

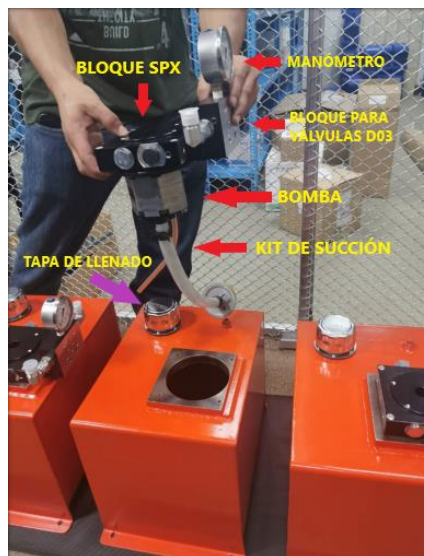
- Bloque para válvulas SPX (en este bloque irá montada la válvula de alivio).
- Bloque con la norma ISO 4401 para el montaje de la válvula tamaño 03.
- Kit de succión.
- Kit de válvulas (Incluye la válvula de alivio).
- Control y arrancador eléctrico.

(Para más información de las marcas y modelos de los accesorios, consultar el área de apéndices).

3.6. Montaje de componentes

En la figura 115 se muestran algunos de los componentes que se utilizan para la unidad hidráulica.

Figura 115. Componentes de la unidad hidráulica



Fuente: elaboración propia, empresa ACISA, zona 10, Guatemala.

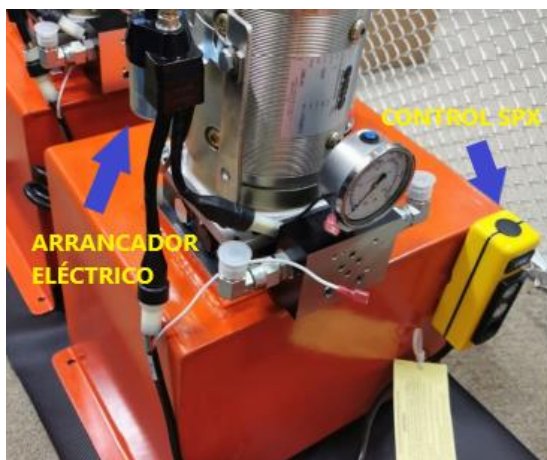
Se instalan los componentes en la parte superior del depósito y posteriormente el motor eléctrico formando una unidad hidráulica de tipo vertical.

Figura 116. Montaje del motor eléctrico



Fuente: elaboración propia, empresa ACISA, zona 10, Guatemala.

Figura 117. Control y arrancador eléctrico



Fuente: elaboración propia, empresa ACISA, zona 10, Guatemala.

Figura 118. **Unidad hidráulica armada**



Fuente: elaboración propia, empresa ACISA, zona 10, Guatemala.

CONCLUSIONES

1. Seleccionar una unidad hidráulica SPX FLOW es accesible, porque tienen un diseño estandarizado en dimensiones, circuitos, componentes, entre otros. Estas unidades son utilizadas, en la mayoría de los casos, para la hidráulica móvil y para el uso de herramientas en las que se necesitan mayor fuerza.
2. Conocer el funcionamiento de cada elemento hidráulico es muy importante para poder elegir de una manera correcta nuestros componentes en el diseño una unidad hidráulica. La oleo-hidráulica tiene un gran campo en las diferentes industrias donde se requiere un trabajo con de mayor fuerza, por lo que se tiene que considerar hacer una excelente elección de las válvulas de seguridad que se utilizarán en el sistema. El uso de filtración en las unidades hidráulicas incrementa el tiempo de vida útil de los diferentes componentes hidráulicos, en la mayoría de los circuitos hidráulicos encontraremos filtro de succión, retorno y la tapa de ventilación filtrada. El centro de las válvulas direccionales 4/3 son clave para el diseño e interpretación de un circuito hidráulico; en la mayoría de los circuitos se utiliza las válvulas con centro tándem y centro abierto para bombas con desplazamiento fijo, las de centro flotante y centro cerrado se utilizan para bombas de desplazamiento variable. Los actuadores hidráulicos nos brindan suficiente fuerza y torque para trabajos sumamente pesados y con diseños compactos.
3. Cumplir con las demandas que un actuador hidráulico requiere para realizar una función determinada es primordial en la eficiencia de un

circuito hidráulico, por lo que los componentes de la unidad hidráulica que diseñamos tienen marcas de excelente calidad y reconocidas mundialmente. La unidad hidráulica tiene un depósito de tipo vertical, en donde la bomba hidráulica está sumergida en el fluido hidráulico, obteniendo varias ventajas, pero la principal es tener un depósito sellado para que el fluido hidráulico esté más limpio. La unidad es para el uso de hidráulica móvil, pero se puede utilizar en circuitos hidráulicos en donde el actuador es un cilindro, tomando en cuenta el caudal y presión máximos.

RECOMENDACIONES

1. Considerar el uso de las válvulas de centro tándem y centro abierto para las bombas con desplazamiento fijo, las válvulas de centro flotante y centro cerrado se utilizan para bombas de desplazamiento variable. Si se utiliza una válvula con centro flotante o cerrado en una válvula de desplazamiento fijo, se generaría calentamiento en el fluido debido al continuo funcionamiento de la válvula de alivio.
2. Elegir el tipo de bomba para una unidad hidráulica depende de la eficiencia que deseamos y el presupuesto con el que contamos. Las bombas de pistones son las más caras en el mercado, son la más eficientes, pero disminuye considerablemente su caudal conforme al desgaste. Las de paletas son eficientes y es poco el caudal que disminuye conforme al desgaste. Las bombas de engranajes son las más económicas y las menos eficientes del mercado.
3. Establecer la velocidad, fuerza y torque de un actuador es primordial para el dimensionamiento de una unidad hidráulica, ya que con estos datos realizamos los cálculos para el tamaño de la bomba, tamaño del depósito hidráulico y potencia del motor eléctrico.

BIBLIOGRAFÍA

1. Corporación Eaton. *Manual de hidráulica industrial*. Edición 2008. 1785 Indian Wood Circle Maumee, OH 43537, Estados Unidos. 642 p.
2. Grupo Eaton. *Diseño de la electroválvula direccional Eaton DG4V-3-60*. [en línea]. <www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1755.pdf?_ga=2.64202988.256387902.1665713580-2126662431.1559062599>. [Consulta: 29 octubre de 2022].
3. _____. *Electroválvula Vickers DG4V3-2C-M-U-H7-60*. [en línea]. <www.eatonpowersource.com/products/configure/industrial-valves/details/529760/>. [Consulta: 30 octubre de 2022]
4. Hydraulic.com. *Catálogo Hydraulic Supply Company*. [en línea]. <www.hydraulic-supply.com/media/wysiwyg/resources/HSCCatalog.pdf>. [Consulta: 30 de octubre de 2022].
5. Spxflow. *Catálogo SPX Stone*. [en línea]. <www.spxflow.com/assets/original/ST_Catalog_ST0604_US.pdf>. [Consulta: 6 octubre de 2022].
6. Stauff.com. *Catálogo de accesorios hidráulicos Stauff*. [en línea]. <www.stauff.com/en/products-and-services/digital-

resources/product-documents/product-catalogues/stauff-hydraulic-accessories>. [Consulta: 30 de octubre de 2022].

APÉNDICE

Apéndice 1. Resumen de componentes para la unidad hidráulica

Componente hidráulico	Marca	Modelo
Bomba hidráulica	SPX	KP40
Motor Eléctrico	SPX	KMD08
Válvula direccional	Eaton- Vickers	DG4V-3-2C-M-U-H7-60
Manómetro vertical	Ashcroft	35 1009 AW 02 L 3000#
Termo nivel	Stauff	G1615-05-A-1
Tapa de llenado	Stauff	SMBB80CS0100CP10
Filtro de succión	SPX	1413-AA
Bloque para válvulas	SPX	KN11
Bloque para válvulas D03	SPX	KB11
Kit de succión	SPX	KV
Kit de válvulas	SPX	KC07
Control eléctrico	SPX	KG13A
Arrancador eléctrico	SPX	KS5

Fuente: elaboración propia., empleando Microsoft Excel.

