

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON**  
**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**  
**Y ELECTRICA**  
**DIVISION DE ESTUDIOS POST-GRADO**



**SISTEMAS DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA**

**POR**

**ING. JOSE ELOY VARGAS ROCHA**

**TESIS**

**EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS**  
**DE LA INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD**  
**EN TERMICA Y FLUIDOS**

**San Nicolás de los Garza, Nuevo León, México**  
**AGOSTO DE 1998**

# SISTEMAS DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA

TM  
25853  
.M2  
FIME  
1998  
V3

1998



1020123031

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



SISTEMAS DE POTENCIA OLEOHIDRÁULICA

POR

ING. JOSÉ ELOY VARGAS ROCHA

TESIS

EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA  
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN  
TÉRMICA Y FLUIDOS



SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, N. L.  
AGOSTO DE 1998

0119-67660

TM  
Z5853  
.M2  
FIME  
1998  
V3

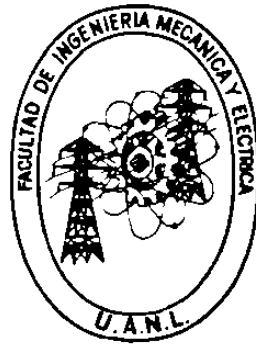


**FONDO  
TESIS**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



SISTEMAS DE POTENCIA OLEOHIDRAULICA

POR

ING. JOSE ELOY VARGAS ROCHA

T E S I S

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA  
INGENIERIA MECANICA CON ESPECIALIDAD EN  
TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, N. L.  
AGOSTO DE 1998

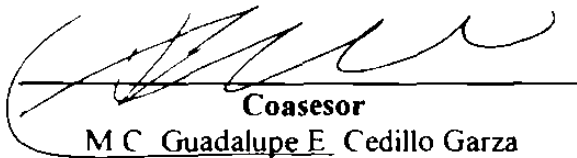
**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO**

Los miembros del comite de tesis recomendamos que la tesis **SISTEMAS DE POTENCIA OLEOHIDRÁULICA** realizada por el **ING. JOSE ELOY VARGAS ROCHA** sea aceptada para su defensa como opcion al grado de Maestro en Ciencias de la Ingenieria Mecanica con especialidad en Termica y Fluidos

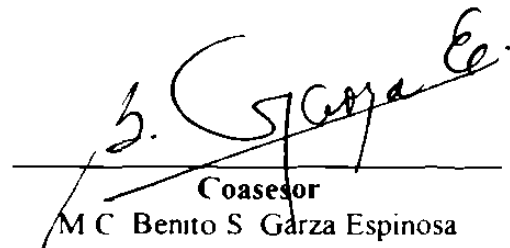
**El Comité de Tesis :**



**Asesor**  
M C Roberto Villarreal Garza



**Coasesor**  
M C Guadalupe E. Cedillo Garza



**Coasesor**  
M C Benito S. Garza Espinosa



**Vo.Bo.**  
M C Roberto Villarreal Garza  
Division de Estudios de Postgrado

San Nicolas de los Garza, N L a 23 de Junio de 1998

# PRÓLOGO

La tecnología de la hidráulica industrial está firmemente arraigada en nuestra economía global. Su uso no marca límites o fronteras, ya que la importancia que la hidráulica industrial tiene es tal que se ha estandarizado internacionalmente. El conocimiento técnico acerca de la aplicación y uso de líquidos y agentes transmisores de potencia ha hecho que los trabajos en los que se requiere potencia, fuerza, movimiento, automatización, o alguna otra necesidad industrial sean cada vez más sencillos y fáciles de llevar a cabo.

Con la estandarización y la expansión que ha tenido la hidráulica industrial, ha traído consigo que cada vez haya más y mejores facilidades para la educación y capacitación para técnicos, gente de mantenimiento, ingenieros y operadores de maquinaria.

Esta tesis es realizada con la esperanza de que venga a llenar un espacio en el campo de la educación, que sea útil al joven aprendiz y tal vez al diseñador de componentes hidráulicos. La práctica de estándares no puede ser universalmente satisfactoria si no se sigue un programa de entrenamiento para familiarizar a los usuarios con el arte de conocer la hidráulica industrial.



# CONTENIDO

<b>Capítulo</b>	<b>Página</b>
PROLOGO	
SINTESIS	i
1. INTRODUCCION	1
1.1. Objetivo de la tesis	2
1.2. Justificación de la tesis	2
1.3. Metodologia	3
2. FUNDAMENTOS DE LA POTENCIA FLUIDA	5
2.1. Antecedentes	5
2.2. Mecanica de los fluidos	6
2.2.1. Fuerza usada para desarrollar presión	6
2.2.2. Presión usada para desarrollar fuerza	8
2.2.3. Movimiento del piston	11
2.2.4. Prensa hidraulica	12
2.2.5. Multiplicacion de presiones	15
2.3. Compresibilidad de los fluidos	16
2.3.1. La ley de Boyle para gases ideales	16
2.4. Teorema de Bernoulli	17
2.5. Efectos de la temperatura sobre los gases ideales	18
2.5.1. Ley de Charles	18
2.5.2. Ley de Gay Lussac	19
2.6. Presion de un fluido	19
2.7. Manometros	20
2.7.1. Manometros con tubo de bourdon	21

2.7.2.	Manómetros con capsula o placa	23
2.7.3.	Manómetro de émbolo	24
3.	<b>TEORIA SOBRE LOS FLUIDOS HIDRAULICOS</b>	25
3.1.	Antecedentes	25
3.2.	Tipos generales de fluidos hidraulicos	26
3 2.1.	Fluidos en base a aceite de petróleo	26
3.2.2.	Fluidos ignífugos	27
3.3.	Características y requisitos	28
3 4.	Viscosidad	29
3.5.	Índice de Viscosidad	32
3.6.	Aceites multigrados	33
3.7	Aditivos	34
4	<b>SIMBOLOS HIDRAULICOS</b>	36
4.1.	Antecedentes	36
4.2.	Bombas y motores hidraulicos	37
4.3.	Válvulas de vías	38
4.4.	Formas de accionamiento de una valvula	41
4.4.1.	Accionamiento con fuerza muscular	41
4.4.2.	Accionamiento mecánico	42
4.4.3.	Simbolo general	43
4.5.	Válvulas reguladoras de presion	43
4.6.	Válvulas reguladoras de caudal	45
4.7	Valvulas de cierre	47
4 8.	Cilindros	49
4.8.1.	Cilindros de simple efecto	49
4.8.2.	Cilindros de doble efecto	50
4 9	Transmision y preparacion de energia	51
4.10.	Equipos de medicion	53
4.11.	Combinación de equipos	54

<b>5.</b>	<b>BOMBAS Y MOTORES HIDRAULICOS</b>	<b>55</b>
5.1.	Antecedentes	55
5.2.	Bombas	55
5.3.	Parámetros importantes en las bombas	56
5.3.1.	Volumen de expulsión	57
5.3.2.	Presion de trabajo	58
5.3.3.	Giro de la bomba	59
5.3.4.	Grados de eficiencia	60
5.3.5.	Potencia de la bomba	60
5.4.	Curva característica de la bomba	61
5.5.	Clasificacion de las bombas	62
5.5.1.	Bombas rotatorias	63
5.5.2.	Bombas reciprocantes	70
5.5.3.	Bombas centrífugas	71
5.6.	Motores hidráulicos	73
5.7.	Clasificacion de los motores hidraulicos	77
<b>6</b>	<b>ACTUADORES HIDRÁULICOS</b>	<b>79</b>
6.1.	Tipos de actuadores hidráulicos	79
6.2.	Cilindros hidráulicos	80
6.2.1.	Pistones de simple efecto	80
6.2.2.	Pistones de doble efecto	81
6.2.3.	Cilindros de simple efecto	82
6.2.4.	Cilindros de doble efecto	84
6.2.5.	Circuito Bypass integrado	85
6.2.6.	Cilindro telescopico	86
6.3.	Motores hidraulicos (de accionamiento rotativo)	87
6.3.1.	El principio en el cual se basa el motor de embolos axiales	88
6.3.2.	Motor hidraulico de engranes	91
6.4.	Motores de doble aspa de giro limitado	92
6.4.1.	Motor de doble aspa de giro limitado	92

6.4.2.	Motor con piston dual y cremallera	93
7.	<b>LIQUIDO A PRESION, DEPOSITO HIDRAULICO Y ACUMULADORES HIDRAULICOS</b>	95
7.1.	El liquido a presión	95
7.2.	Deposito hidraulico	99
7.3.	Acumuladores hidraulicos	103
7.3.1.	Funciones que desempeña	103
7.3.2.	Tipos de acumuladores	104
7.3.3.	Acumulador de pesos muertos o pesado	104
7.3.4.	Acumulador de resorte cargado	106
7.3.5.	Acumulador cilindrico de gas	107
7.3.6.	Acumuladores de diafragma y de bolsa	109
8.	<b>FILTROS, SELLOS Y ACCESORIOS</b>	113
8.1.	Antecedentes	113
8.1.1.	Filtros	113
8.1.2.	Grado de filtracion	114
8.1.3.	Filtración del aceite de retorno al depósito o descarga	115
8.1.4.	Filtraje de la aspiración	116
8.1.5.	Filtros de presion	118
8.1.6.	Materiales de los filtros	119
8.1.7.	Indicadores del grado de suciedad	124
8.2.	Sistemas de refrigeracion	125
8.3.	Sistemas de calefacción	127
8.4.	Juntas	127
8.5.	Amortiguacion de posiciones finales en cilindros hidraulicos	129
8.6.	Evacuacion de aire	130
8.7.	Acoplamiento	131
9.	<b>VALVULAS HIDRAULICAS Y ALGUNAS APLICACIONES EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS</b>	132
9.1.	Curva caracterstica de una bomba hidráulica	132

9.2.	Válvula limitadora de presión, de accionamiento directo	135
9.3.	Valvula de bloqueo antirretorno	137
9.3.1.	Valvula antirretorno, desbloqueable hidráulicamente	138
9.4.	Válvula de secuencia (mando en función de la presión)	141
9.5.	Valvula de estrangulación y antorretorno regulable	145
9.6.	Regulador de caudal, de dos vías (o valvula reguladora de caudal de presión compensada)	148
9.6.1.	Valvula de estrangulación	151
9.6.2.	Válvula de estrangulación regulable	152
9.6.3.	Valvula de orificio regulable	153
9.7.	Motor hidráulico (de giro limitado)	156
9.8.	Cilindro diferencial	158
10.	<b>DIMENSIONADO DE TUBERÍAS Y PERDIDA DE PRESION EN VÁLVULAS, TUBERÍAS Y OTROS ELEMENTOS</b>	162
10.1	Tubos flexibles	163
10.1.1.	Selección de tubos flexibles	164
10.1.2.	Definiciones	165
10.2	Tubos rígidos	170
10.3	Tipos de caudal	172
10.4.	Fricción, calor, pérdida de presión	175
10.5	Resistencia al flujo de tuberías	177
10.6.	Perdida de presión por desvíos	179
10.7.	Perdida de presión en las válvulas	180
10.7.1	Dimensiones nominales	180
10.8.	Regla para el cálculo de resistencias	181
11	<b>FORMULAS PARA CALCULAR EL CIRCUITO HIDRAULICO</b>	187
11.1.	Potencia	187
11.2.	Grado de eficiencia	189
11.3	Cálculo del diámetro del embolo considerando grados de eficiencia	191
11.4.	Resistencia al pandeo	193

<b>12. CASO PRACTICO</b>	<b>199</b>
<b>13. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>216</b>
13.1. Conclusiones	216
13 2. Recomendaciones	217
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>219</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>220</b>
<b>LISTA DE TABLAS</b>	<b>223</b>
<b>APENDICE 1 (FIGURAS Y TABLAS SUPLEMENTARIAS)</b>	<b>224</b>
<b>APENDICE 2 (GLOSARIO)</b>	<b>231</b>
<b>RESUMEN AUTOBIOGRAFICO</b>	<b>235</b>

# SÍNTESIS

En la presente tesis se dará un repaso de las bases o fundamentos de la potencia fluida, profundizando sobre todo en el área de la hidráulica, se conocerá la forma de operar de los diferentes componentes y sistemas hidráulicos de tal manera de tener un programa de estudio completo

Se dan a conocer las bases para la selección y uso de los diferentes elementos de control en un sistema de potencia oleohidráulica, así como también las bases para el diseño y cálculo del mismo sistema. El primer capítulo da una breve introducción sobre la hidráulica y sus aplicaciones, el objetivo de la tesis, la justificación de la misma y la metodología a utilizar

El segundo capítulo da a conocer las leyes y bases utilizadas por los fluidos como la ley de Pascal, principio de Bernoulli, así como las relaciones matemáticas involucradas con la transmisión de energía hidráulica. Como por ejemplo como se usa fuerza para desarrollar presión y como usar presión para producir fuerza. Otra relación que se estudia es la relativa al movimiento del pistón con respecto a su diámetro o área, aprovechando este tema se estudia también el principio de funcionamiento de la prensa hidráulica. Se analiza el efecto multiplicador de presiones, la compresibilidad de los fluidos con las leyes para gases ideales como la ley de Boyle, de Gay Lussac y de Charles (donde se ve el efecto de la temperatura sobre gases ideales). Se estudia también la presión de un fluido en reposo así como diferentes tipos de manómetros. Se incluyen algunos ejemplos resueltos.

En seguida el capítulo tres en el cual se da una introducción a los fluidos más usados en los sistemas de transmisión de potencia oleohidráulica se estudian sus propiedades,

características, los diferentes tipos de fluidos hidráulicos, el concepto de viscosidad, el índice de viscosidad, aceites multigrados y algunos tipos de aditivos. Se incluyen tablas comparativas y de clasificación de aceites.

El cuarto capítulo da una introducción a la simbología dada por la norma DIN ISO 1219, la cual da símbolos sencillos para poder interpretar los esquemas hidráulicos y conocer su respectiva función.

Las características, capacidades, grados de eficiencia y funcionamiento de varios tipos de bombas o máquinas de fluido presurizado son descritos con detalle en el quinto capítulo, como primer paso en la cadena de transmisión de potencia hidráulica. Además en este capítulo se estudian varios tipos de actuadores rotatorios como último paso en la misma cadena de transmisión de potencia. Este tipo de actuador se le conoce también como motor hidráulico.

Actuadores o motores hidráulicos lineales son tratados en el capítulo seis. Se ven diferentes tipos y se da a conocer su funcionamiento básico. El motor hidráulico rotatorio que se estudió en el capítulo anterior, aquí se ven otros detalles así como del motor hidráulico de giro limitado.

En el capítulo siete se abordan los siguientes temas: Las funciones que realiza el líquido a presión en el sistema hidráulico, el depósito hidráulico donde se señalan todas sus piezas y las funciones que realizan, el efecto de cavitación, acumuladores hidráulicos de los cuales se estudian las funciones que desempeñan, los tipos más conocidos y además su construcción y funcionamiento.

Los filtros, sellos y accesorios se estudian en el capítulo ocho, así como también los sistemas de refrigeración y de calefacción.



El capítulo nueve trata sobre las válvulas básicas de control hidráulico, de flujo, de presión y de velocidad, se ve su construcción, el funcionamiento y su aplicación en diferentes circuitos especializados

El dimensionado de las tuberías, los tipos de tuberías y materiales de que están hechos así como los tipos de acoplamientos y conexiones son tratados en el capítulo diez. También se da a conocer la forma de calcular el tipo de caudal en las tuberías y las pérdidas de presión que en ellas se producen, así como codos, válvulas y otros elementos. También se realiza un ejercicio en el cual se calcula la presión mínima que debe ajustarse en una válvula limitadora de presión para que un sistema hidráulico funcione adecuadamente.

En el capítulo once, se dan las fórmulas y recomendaciones para llevar a cabo el cálculo de la potencia hidráulica y potencia mecánica que se desarrollan en un sistema de potencia oleohidráulico. Así como también los grados de eficiencia volumétrica hidráulica - mecánica y total que manejan las bombas y motores hidráulicos. Se ve la forma de calcular el diámetro del émbolo del actuador y el diámetro del vástago comprobado por resistencia al pandeo, los tipos de sujeción del cilindro hidráulico y también el caudal que fluye en el sistema así como las velocidades de avance y retroceso del pistón del actuador hidráulico lineal.

En el capítulo doce, por último se desarrolla el caso práctico que consiste en el cálculo completo de un sistema de potencia oleohidráulico.

Las conclusiones y recomendaciones se dan en capítulo trece.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

Hidraulica significa la creación de fuerzas y movimientos mediante fluidos sometidos a presión, los cuales son el medio para la transmisión de la energía

En las técnicas modernas de automatización se ve la importancia que asume la hidráulica en la gran cantidad de campos de aplicación, los cuales se clasifican básicamente en aplicaciones móviles y aplicaciones estacionarias

En las aplicaciones móviles se producen movimientos, mientras que las aplicaciones estacionarias son fijas y no se producen desplazamientos. La hidráulica móvil se caracteriza por el hecho de que las válvulas son accionadas generalmente en forma manual, mientras que la hidráulica estacionaria utiliza electroválvulas

La hidráulica estacionaria tiene principalmente los siguientes campos de aplicación: máquinas de producción y montaje, elevadores, vías de transporte, laminadoras, equipos de elevación y transporte, máquinas para moldear por inyección, prensas, máquinas herramientas con control numérico

Los campos de aplicación de la hidráulica móvil son máquinas para la agricultura, máquinas para la industria de la construcción, sistemas de elevación y transporte, palas mecánicas, plataformas de carga, etc

### **1.1. OBJETIVO DE LA TESIS.**

Se pretende que esta tesis sirva como un apoyo para la materia de potencia hidráulica o Hidráulica industrial de tal forma que sirva como un recurso bibliográfico de consulta. O bien se puede implementar como libro de texto ya que se ha procurado incluir los temas que requiere la materia de tal manera que se sigue el programa de estudio en forma sistemática y progresiva hasta tener un conocimiento teórico práctico de los componentes y sistemas hidráulicos completo.

### **1.2. JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO.**

Esta tesis con su método sistemático y los experimentos que se realizan en los grupos de ejercicios, proporciona conocimientos prácticos de la hidráulica. El alumno entra más profundamente en la materia al confeccionar los protocolos de medición. Y de esta forma se lleva a la práctica lo que se ve en teoría.

### **1.3. METODOLOGÍA.**

Esta tesis tiene la finalidad de servir como medio de apoyo para los cursos de hidráulica y, además, puede ser utilizado como libro de texto para la adquisición de conocimientos sobre la hidráulica en estudios autodidactas

La tesis cuenta con una parte inicial desde el primer capítulo hasta el capítulo ocho en los cuales se ofrece información básica de contenido teórico. En esta parte de la tesis se encontrarán explicaciones sobre los fundamentos de la hidráulica, la teoría de los fluidos hidráulicos, la simbología hidráulica y conocimiento sobre los equipos y accesorios relacionados con el tema de la hidráulica

Después de estudiar los capítulos anteriores se está en posibilidad de diseñar circuitos hidráulicos para diferentes aplicaciones hidráulicas por lo que la segunda parte de la tesis que comprende el capítulo nueve, el estudiante adquiere conocimientos sobre aplicaciones de sistemas hidráulicos y nociones fundamentales relacionadas con los equipos técnicos. La tesis propone una metodología para la solución de una función de control con el fin de que el estudiante aplique dicha solución por sí mismo. Los ejercicios respectivos son resueltos en esta parte del curso y con ellos los estudiantes toman la habilidad de interactuar con los sistemas hidráulicos y sus componentes y de esta forma poder resolver problemas que se presentaran en su campo profesional

Por último, los capítulos diez, once y doce forman parte de lo que llamamos la tercera parte de la tesis, en la cual se analizan los aspectos del cálculo en el cual se ve involucrado un sistema de potencia oleohidráulico y de esta forma se tendría una tesis o curso en el cual se abarcan estas tres áreas que antes mencionamos: Teoría y bases fundamentales, diseño de circuitos y práctica, y cálculo de sistemas de potencia

De tal forma de obtener una instruccion completa tecnica y de ingenieria con la cual se puedan beneficiar muchos estudiantes

# **CAPÍTULO 2**

## **FUNDAMENTOS DE LA POTENCIA FLUIDA**

### **2.1. ANTECEDENTES.**

La hidraulica tiene las siguientes ventajas comparada con otras tecnologias capaces de generar fuerza, movimiento y señal en los sistemas de control movimientos exactos, transmision de fuerzas grandes con elementos de pequeñas dimensiones, arranque de cero con carga maxima, movimientos homogeneos e independientes de la carga, trabajos y conmutaciones suaves, buenas características de mando y regulacion, condiciones termicas favorables

Las desventajas de la hidraulica al compararla con las otras tecnologias grado limitado de eficiencia, dependencia de la temperatura por cambios de la viscosidad del fluido, peligro ocasionado por las altas presiones pues los chorros en caso de fuga son altamente cortantes, sensibilidad a la suciedad, contaminacion del entorno por fugas de aceite (peligro de incendio y accidentes)

## 2.2. MECÁNICA DE LOS FLUIDOS.

Cada sistema hidráulico usa mínimo un fluido, algunos sistemas usan más. El principal propósito del fluido hidráulico es el de transmitir energía de un lugar a otro. Los fluidos comúnmente usados en sistemas hidráulicos industriales son usualmente considerados como incompresibles, su volumen no cambia marcadamente cuando una presión es aplicada al fluido.

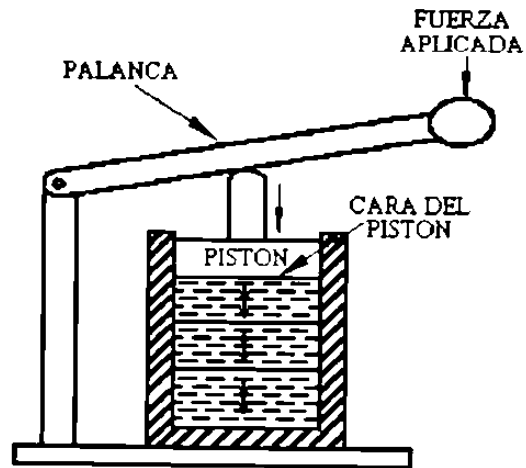
Todos los sistemas de potencia de fluidos siguen leyes naturales y predecibles. Pascal, un científico francés, desarrolló primero la ley bajo la cual operan los aparatos y sistemas hidráulicos modernos. La ley de Pascal establece que **"La presión aplicada dondequiera a un cuerpo de fluido confinado, es transmitida a cada porción de la superficie del envase que lo contiene"**.

Esta ley hace que la operación de los sistemas de potencia fluida sea altamente predecible. Cuando un fluido hidráulico es vertido dentro de un envase (Fig. 2.1), este asume la forma del envase. Cuando una fuerza es aplicada al fluido por un pistón u otro aparato similar, el fluido transmite esta fuerza igualmente a todas las paredes del envase. Las flechas en la Fig. (2.1) muestran como el fluido transmite la fuerza aplicada.

### 2.2.1. FUERZA USADA PARA DESARROLLAR PRESIÓN.

La cara del pistón en la Fig. (2.1) contacta al fluido cuando la fuerza es aplicada a la palanca. Para determinar la presión  $p$ , que se desarrolla en el envase cuando una fuerza conocida  $F$  es aplicada a un pistón que tiene una área  $A$ , se sustituye en

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$



**Figura 2.1.** Un fluido comprimido por acción de una palanca

#### EJEMPLO 2-1

¿Que presión se desarrolla en el contenedor de la figura 2.1 si la fuerza aplicada al pistón es de 7,850 N y el pistón tiene de área 7,85 cm<sup>2</sup>?

Magnitudes conocidas

$$F = 7,850 \text{ N}$$

$$A = 7,85 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo en Ecuación (2.1)

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{7850 \text{ N}}{7,85 \text{ cm}^2}$$

$$p = 1000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{como } 1 \text{ m} = 10^4 \text{ cm}^2$$

$$p = 1000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \left( 10^{-4} \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2} \right)$$



$$p = 10^7 \frac{N}{m^2} \quad \text{o} \quad 10^7 Pa \quad \text{ya que} \quad 1Pa = \frac{N}{m^2}$$

$$\text{y } 1 \text{ bar} = 100,000 \frac{N}{m^2} = 10^5 Pa$$

por lo tanto,

$$p = \left( 10^7 \frac{N}{m^2} \right) \left( \frac{1 \text{ bar}}{10^5 \frac{N}{m^2}} \right)$$

$$\underline{p = 100 \text{ bar}}$$

### 2.2.2. PRESIÓN USADA PARA DESARROLLAR FUERZA.

La Fuerza fue usada para desarrollar presión. El reverso de esta operación usando presión para desarrollar fuerza puede también ser desarrollada por un sistema hidráulico. Asuma que un operador mueve la palanca en la Fig (2.2) atrás y adelante hasta que una presión de 1000 Pa es desarrollada en el cilindro. La ley de Pascal establece que la presión es transmitida a cada parte del envase. Por tanto una presión de 1000 Pa es ejercida sobre los 3 pistones A, B y C en Fig (2.2).

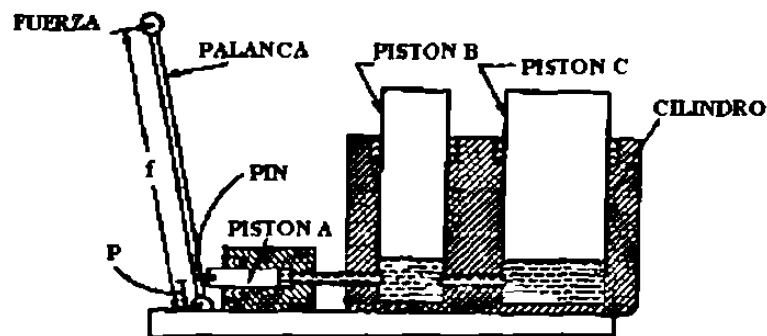


Figura 2.2. Áreas efectivas determinan la fuerza desarrollada por un pistón hidráulico

## EJEMPLO 2-2

Si el pistón A (fig 1 2) tiene de área  $40 \text{ cm}^2$ , ¿cual es la presión desarrollada en el cilindro si la fuerza sobre este pistón es  $500 \text{ N}$ ?

Magnitudes conocidas

$$A_A = 40 \text{ cm}^2 = 0.004 \text{ m}^2$$

$$p_A = ?$$

$$F_A = 500 \text{ N}$$

Usando la ecuación (2.1) y sustituyendo F y A

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{500 \text{ N}}{0.004 \text{ m}^2}$$

$$\underline{p = 125,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

## EJEMPLO 2-3

Considere que el pistón C permanece estacionario y el pistón B se mueve hacia arriba, ¿cual fuerza desarrolla el pistón B si su área es de  $60 \text{ cm}^2$  y la presión del fluido es  $125,000 \text{ Pa}$ ? (suponga que no hay pérdidas por fricción)

Magnitudes conocidas

$$A_B = 60 \text{ cm}^2$$

$$p = 125,000 \text{ Pa}$$

Despejando F de la ecuación  $p = \frac{F}{A}$  y sustituyendo valores de p y A,

$$\underline{F = p A}$$

$$F = (125000 \text{ Pa})(60 \text{ cm}^2)$$

como  $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$  y  $1 \text{ m}^2 = 10^4 \text{ cm}^2$

por lo tanto,

$$F = (125000 \text{ Pa}) \left( \frac{1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\text{Pa}} \right) (60 \text{ cm}^2) \left( \frac{1 \text{ m}^2}{10^4 \text{ cm}^2} \right)$$

$$\underline{F = 750 \text{ N}}$$

#### EJEMPLO 2-4

Considere que el piston B se mantiene estacionario y el piston C se mueve hacia arriba ¿Qué fuerza ejerce C si su área es  $80 \text{ cm}^2$  y la presión del fluido es  $250,000 \text{ Pa}$ ? (Suponga que no hay fricción)

Magnitudes conocidas

$$A = 80 \text{ cm}^2$$

$$p = 250,000 \text{ Pa}$$

Despejando  $F$  de la ecuación  $p = \frac{F}{A}$  y sustituyendo  $p$  y  $A$

$$F = p A$$

$$F = (250,000 \text{ Pa})(80 \text{ cm}^2)$$

como  $1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$  y  $1 \text{ m}^2 = 10^4 \text{ cm}^2$

Por lo tanto nos queda,

$$F = (250000 \text{ Pa}) \left( \frac{1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\text{Pa}} \right) (80 \text{ cm}^2) \left( \frac{1 \text{ m}^2}{10^4 \text{ cm}^2} \right)$$

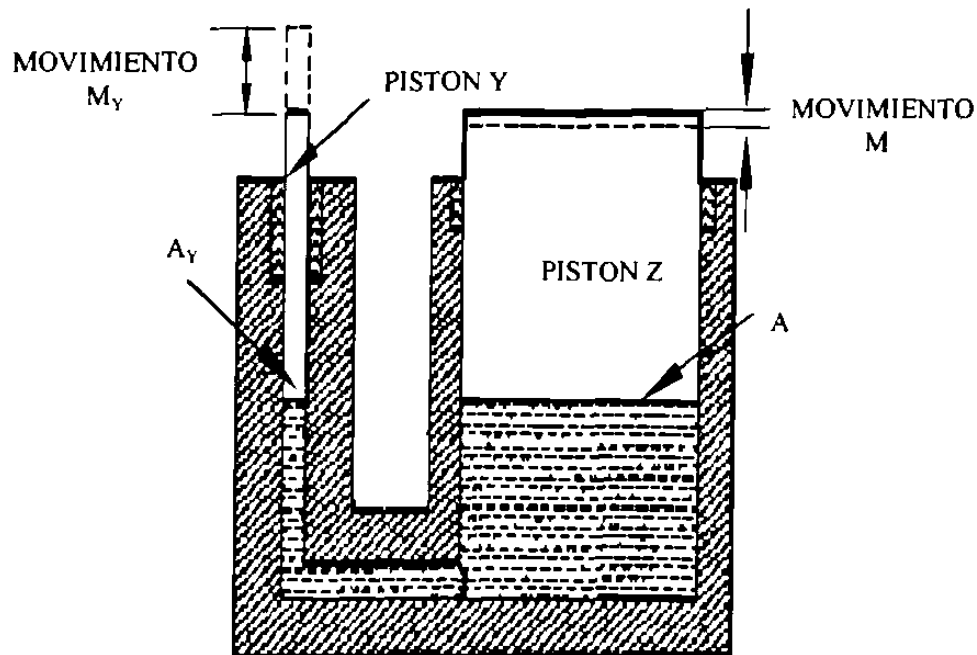
$$\underline{F = 2,000 \text{ N}}$$

Cuando dos pistones tienen diámetros diferentes, el pistón que tiene mayor área se moverá usualmente bajo una presión de fluido baja. La razón de esto es que el fluido bajo presión, tomará el camino de mínima resistencia y entrará primero al cilindro mayor.

### 2.2.3. MOVIMIENTO DEL PISTÓN.

El caso de 2 pistones en un cilindro. El Pistón Y en la Fig (2.3) usa una pequeña fuerza para desarrollar una alta presión en el cilindro y el Pistón Z es usado para producir un movimiento contra una carga externa.

La razón del movimiento de pistones en cm, es inversamente proporcional a las áreas de pistones, en  $cm^2$ .



**Figura 2.3.** Movimiento relativo de pistones de diferente tamaño

### EJEMPLO 2-5

Se tiene un sistema de dos embolos como se aprecia en la fig 2 3 ¿ Cual es la distancia que recorre el embolo Z si se tienen las siguientes magnitudes conocidas?

$$A_y = 40\text{cm}^2$$

$$A = 1,200\text{cm}^2$$

$$M_y = 15\text{cm}$$

El volumen desplazado necesario en este caso se calcula de la siguiente manera

$$V_y = M_y A_y \text{ y } V_z = M_z A_z$$

Tratandose del mismo volumen desplazado ( $V_y = V_z$ ), se obtiene la siguiente ecuacion

$$M_y A_y = M_z A_z \quad (2.2)$$

$$M_z = M_y \frac{A_y}{A_z}$$

$$M_z = \frac{(15\text{cm})(40\text{cm}^2)}{1200\text{cm}^2}$$

$$M_z = 0.5 \text{ cm}$$

En conclusion observamos que el recorrido  $M_y$  tiene que ser mayor que el recorrido  $M_z$  puesto que la superficie  $A_y$  es menor que la superficie  $A_z$

#### 2.2.4. PRENSA HIDRÁULICA.

La Fig 2 4 muestra una prensa hidraulica simple Esta prensa usa varias valvulas hidraulicas simples Versiones industriales de prensas similares pueden contener

relativamente un ensamble de control complejo para condiciones de operacion especializadas

En la prensa de la Fig 2 4 el martinete es levantado al accionar la palanca de la bomba del piston para elevar la presion del fluido en la cavidad del martinete El martinete se eleva para comprimir un objeto cuando la presion del fluido es mas alta que la necesaria para mantener el peso del martinete

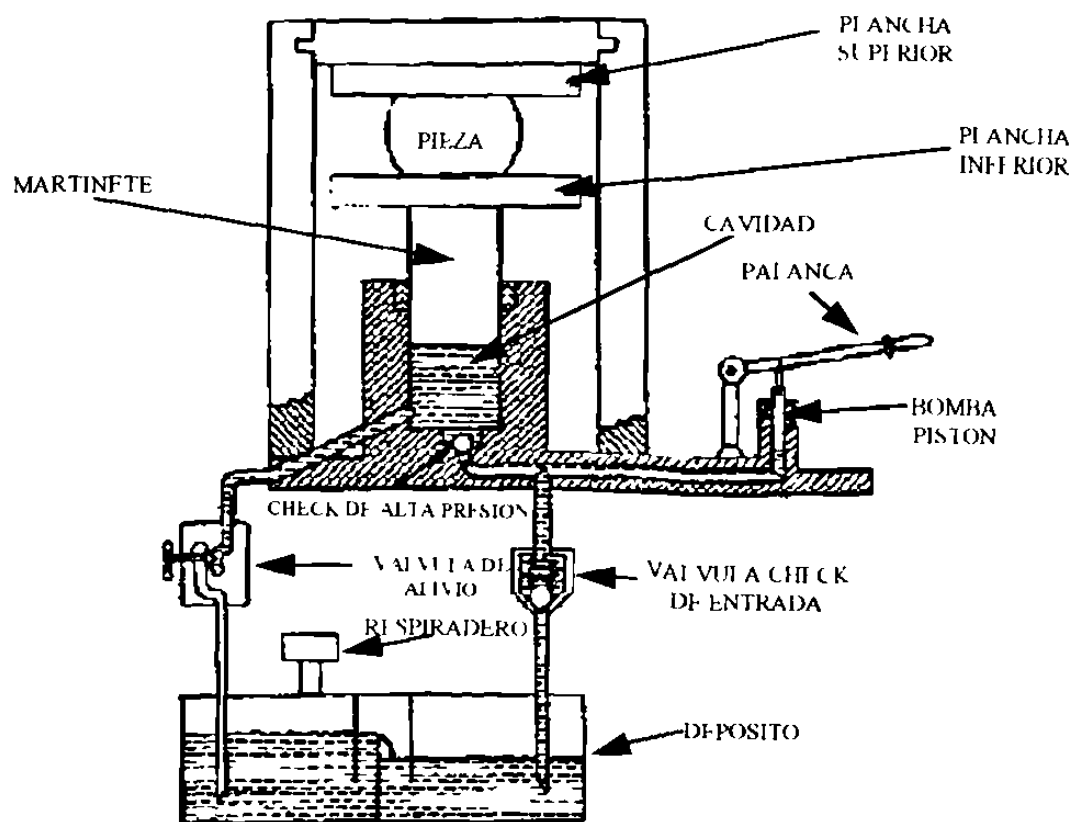


Figura 2.4. Prensa Hidraulica simple

La fuerza desarrollada por el martinete esta dada por

$$p = p_m \text{ como } p = \frac{F}{A}$$

$$\frac{F_p}{A_p} = \frac{F_m}{A_m} \Rightarrow \frac{F_m}{F_p} = \frac{A_m}{A_p} = \frac{\pi D_m^2}{\pi D_p^2} \cdot \frac{4}{4} \quad \frac{F_m}{F_p} = \frac{D_m^2}{D_p^2} \quad (2.3)$$

$F_m$  - Fuerza de martinete

$F_p$  - Fuerza del piston

$A_m$  = Area martinete

$A_p$  = Area piston

$D_m$  - Diam Martinete

$D_p$  - Diam Pistón.

#### EJEMPLO 2-6

¿ Que fuerza es desarrollada en una prensa hidráulica si  $F_p = 100N$ ,  $A_m = 0.6 m^2$ ,  $A_p = 0.004 m^2$  ?

De la ecuacion (2.3)

$\frac{F_m}{F_p} = \frac{A_m}{A_p}$  y despejando  $F_m$  la ecuacion queda

$F_m = F_p \frac{A_m}{A_p}$  sustituyendo los valores de  $F_p$ ,  $A_m$ , y  $A_p$ , resulta lo siguiente

$$F_m = \frac{(100N)(0.6m^2)}{0.004m^2}$$

$$F_m = 15.000N$$

La fuerza mas pequeña del embolo de presion puede ser transformada en una fuerza mayor ampliando la superficie del embolo de trabajo. Este es un principio fundamental que se aplica en cualquier sistema hidraulico, ya sea un gato hidráulico o una plataforma elevadora.

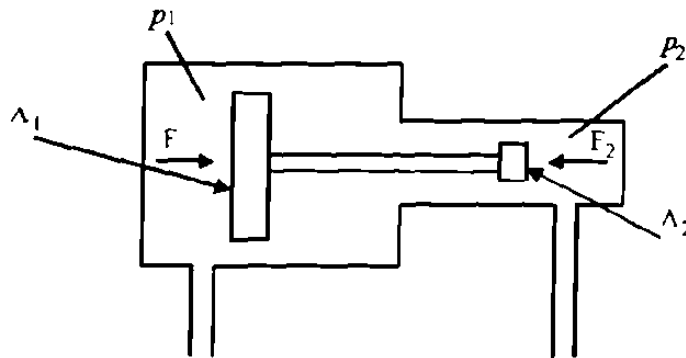
### 2.2.5. MULTIPLICACIÓN DE PRESIONES.

Analizando la fig 2.5 nos damos cuenta que la presión  $p_1$  del fluido hidráulico ejerce una fuerza  $F$  en la superficie  $A_1$ , dicha fuerza es transmitida mediante el vástago al embolo pequeño. En consecuencia, la fuerza  $F$  actúa sobre la superficie  $A_2$  y genera la presión  $p_2$  en el fluido. Dado que la superficie del embolo  $A_2$  es menor que la superficie del embolo  $A_1$ , la presión  $p_2$  tendrá que ser superior a la presión  $p_1$ . También en este caso se aplica la ecuación (2.1).

$$p = \frac{F}{A}$$

De ello se deducen las siguientes ecuaciones para las fuerzas

$$F = p A_1 \quad \text{y} \quad F_2 = p_2 A_2$$



**Figura 2.5.** Sistema multiplicador de presión

Siendo iguales las fuerzas  $F = F_2$ , se obtiene la ecuación

$$p A_1 = p_2 A_2$$



Acomodamos de la siguiente manera

$$\frac{p}{p_1} = \frac{A_1}{A} \quad (2.4)$$

y observamos que son inversamente proporcionales presión y área

### 2.3. COMPRESIBILIDAD DE LOS FLUIDOS.

Todos los fluidos hidráulicos pueden comprimirse levemente si suficiente presión es aplicada al líquido. En muchas situaciones prácticas, sin embargo, el líquido hidráulico es considerado como incompresible. Aceite, el cual a menudo es usado como fluido hidráulico, será comprimido 1.2% de su volumen total cuando una presión de 20,000 KPa es aplicada al aceite.

En el diseño de sistemas de alta presión, la compresibilidad del fluido hidráulico puede ser particularmente importante. Fluidos gaseosos, los cuales se usan en cierto equipo hidráulico y mecanismos auxiliares son altamente compresibles. La compresibilidad de todos los gases siguen ciertas leyes básicas.

#### 2.3.1. LA LEY DE BOYLE PARA GASES IDEALES.

La ley de Boyle establece que la presión abs. a la cual una cantidad dada de gas a **temperatura constante**, ejercida contra las paredes del envase que lo contiene es inversamente proporcional al volumen ocupado.

$$\frac{p}{p_1} = \frac{V_1}{V} \quad (2.5)$$

$$\begin{array}{ll}
 p = \text{Presion abs inicial} \quad \} & \text{K Pa} & V_1 = \text{Volumen inicial} \quad \} & m^3 \\
 p = \text{Presion abs final} \quad \} & \text{K Pa} & V_2 = \text{Volumen final} \quad \} & m^3
 \end{array}$$

Entonces como el volumen del contenido es reducido, la presion del gas contenido se eleva

Incrementando la presion sobre un gas se incrementa la densidad del gas. Entonces, duplicando, triplicando, cuadruplicando la presion, sera doblada, triplicada o cuadruplicada la densidad. En forma de ecuacion

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \Rightarrow \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2} \Rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (2.6)$$

$$\rho_1 = \text{Densidad del gas a la } p_1 \quad \} \frac{\text{Kg}}{m^3}$$

$$\rho_2 = \text{Densidad del gas a la } p_2 \quad \} \frac{\text{Kg}}{m^3}$$

## 2.4. TEOREMA DE BERNOULLI.

Este es otro principio basico que afecta los sistemas de potencia fluida. Si un fluido fluye a una razon constante a traves de un conducto, su presion sera constante a menos que el diametro del conducto cambie, si el diametro del conducto es reducido, como en Y, la velocidad del fluido sera incrementada para mantener la razon del flujo constante.

Cuando la velocidad del fluido se incrementa, la presion del fluido decrece, tal como muestra el conducto vertical en fig. 2.6. La altura a la cual el fluido se eleva por un conducto vertical es proporcional a la presion del fluido en el conducto principal. Donde el diametro del conducto es incrementado de nuevo al diametro original, la presion del

fluido eleva al nivel original, como se muestra en Z, si la fricción en el conducto es despreciada

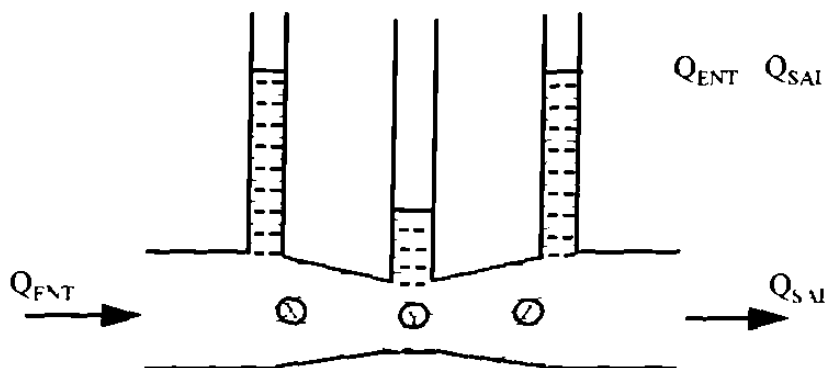


Figura 2.6. Flujo de fluido en diferentes de un tubo

## 2.5. EFECTOS DE LA TEMPERATURA SOBRE GASES IDEALES.

Son dos las leyes referentes a efectos de temperatura de un gas confinado, conocidas como leyes de Charles o de Gay Lussac

### 2.5.1. LEY DE CHARLES.

A volumen constante

$$\frac{p}{p_0} = \frac{T}{T_0} \quad (2.7)$$

$T$  Temp abs inicial del gas } °K

$T_0$  Temp abs final del gas } °K

### 2.5.2. LEY DE GAY LUSSAC.

A presión constante

$$\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_2} \quad (2.8)$$

$V_1$  Volumen inicial del gas }  $m^3$

$V_2$  Volumen final del gas }  $m^3$

### 2.6. PRESIÓN DE UN FLUIDO.

Una columna de agua (fig 2.7) producirá una presión sobre su base de

$$p_a - p_{atm} = \gamma h \quad (2.9)$$

$p_a$  Presión absoluta

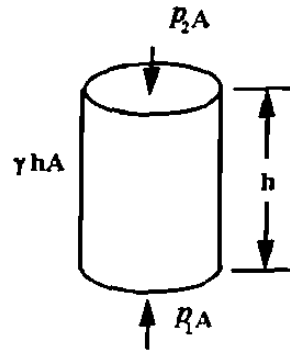
$h$  Altura de columna de agua

Si la presión atmosférica es cero, o si la presión es medida con un manómetro en la base será

$$p_g = \gamma h \quad (2.10)$$

$p_g$  Presión manométrica

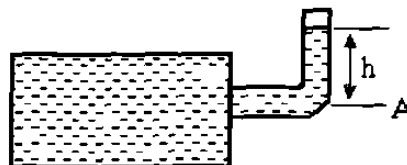
En ambas ecuaciones  $h$  es la columna del fluido



**Figura 2.7.** Fuerzas sobre una columna de fluido

## 2.7. MANÓMETROS.

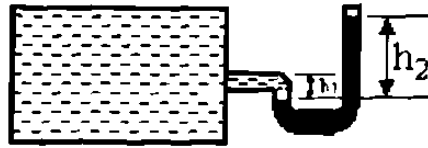
El principio básico de la ley de Pascal es usado en aparatos para indicar la presión de fluido existente en un depósito lleno con líquido bajo presión. En el tubo piezómetro de la figura (2.8), la presión en el punto A, es  $p_a = p_{atm} + \gamma h$  (2.9)



**Figura 2.8.** Piezómetro

Un tubo con forma de U conectado a un envase bajo presión puede usarse para indicar presión de líquido o gas. El tubo es llamado un manómetro. En la Figura 2.9

$$p_a = p_{atm} + \gamma \cdot h = \gamma h_1 \quad (2.11)$$



**Figura 2.9.** Manometro

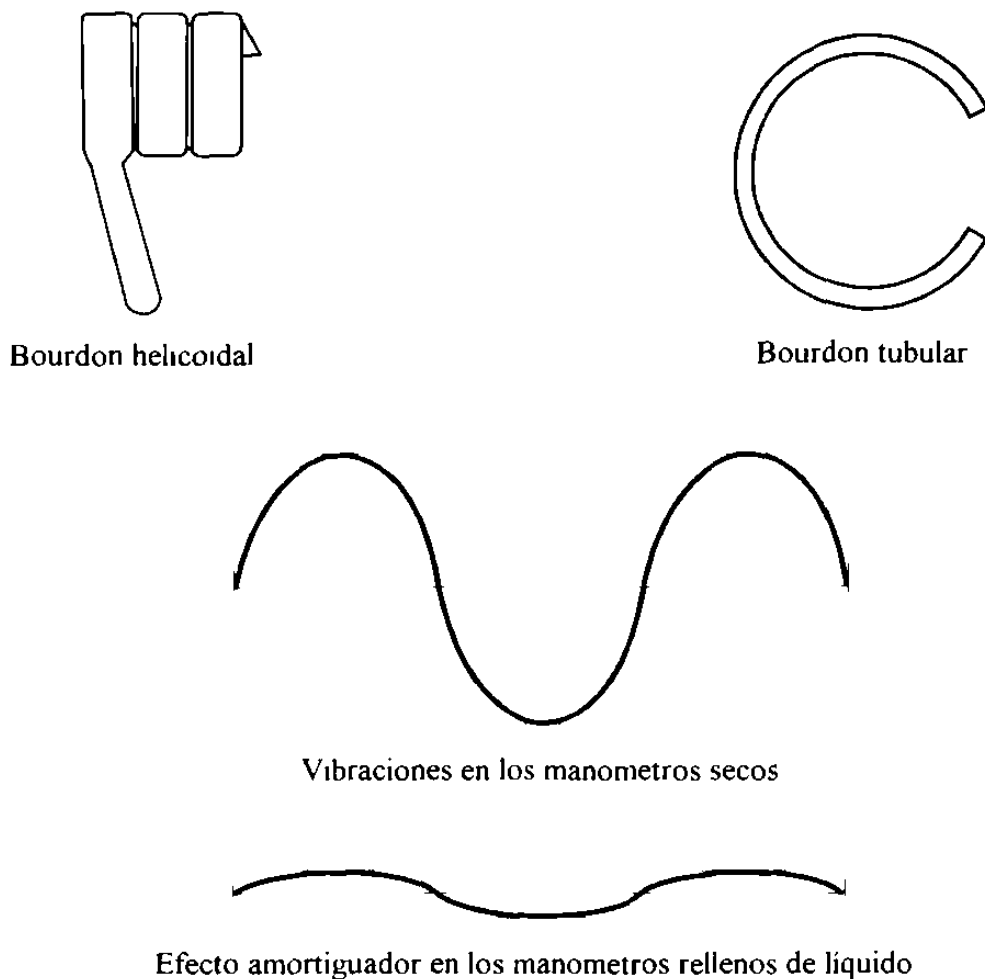
Estos tipos de manómetros son usados generalmente para medir bajas presiones. El líquido usado en manómetros a menudo es mercurio.

### 2.7.1. MANÓMETROS CON TUBO DE BOURDÓN.

Los manómetros con tubo de bourdon tipo industrial se fabrican en tipo seco o standard o bien llenos de glicerina para absorber vibraciones, lubricar el mecanismo y prolongar la vida de los instrumentos.

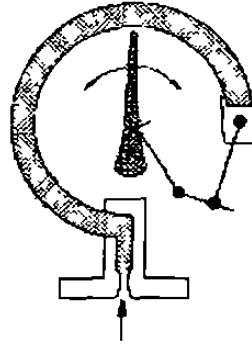
Estos manómetros son especiales para aplicaciones industriales en hidráulica, neumática, refrigeración industrial, petroquímica, industria alimenticia, etc. A estos manómetros se les puede adaptar bridas para montarse en tablero. Para mayor seguridad, exactitud y durabilidad el tubo de bourdon se fabrica en dos formas: bourdon tipo C para presiones inferiores a  $70 \text{ kg/cm}^2$  y bourdon helicoidal para presiones superiores a los  $105 \text{ kg/cm}^2$ , siendo estos manómetros de una calidad extraordinaria para una infinidad de aplicaciones.

Los manómetros de acero inoxidable son construidos totalmente en este material para resistir líquidos o gases corrosivos ya sean externos o internos al instrumento, así como golpes pequeños que puedan dañar la caja con facilidad y así poder dar al usuario una mayor versatilidad y confianza en cualquier aplicación.



**Figura 2.10** Manómetros

El funcionamiento del manómetro de tubo bourdon es el siguiente. El resorte tubular arqueado tiene una sección ovalada. Cuando el fluido bajo presión penetra en el tubo, la presión es la misma en todos sus segmentos. La diferencia de las superficies interior y exterior tiene como consecuencia que sobre la superficie exterior actúe una fuerza mayor, por lo que el resorte se abre. Este movimiento es transmitido a la aguja por medio de una biela, un engranaje y un piñón. En la escala puede leerse la presión respectiva.



**Figura 2.11.** Tubo manómetro en forma de arco o tubular

El manómetro no es resistente a sobrepresiones. Para que los picos de presión no destruyan el tubo manométrico, es necesario incorporar un estrangulador amortiguador en la conexión del manómetro. Si las presiones rebasan los 100 bar, es recomendable utilizar manómetros de tubos helicoidales, puesto que permiten medir hasta más de 100 bar. Estos aparatos de medición son sumamente sensibles, por lo que es indispensable almacenarlos en su debida posición.

### 2.7.2. MANÓMETROS CON CÁPSULA O PLACA

Estos manómetros llevan una capsula hermetica de metal ondulado o una membrana trenzada entre dos bridas. La capsula o la membrana se arquean cuando actua sobre ellas una presión, ofreciendo de este modo un parametro cuantitativo para la presión que desea medirse. El movimiento originado por la presión es transmitido por un sistema de engranajes hacia el indicador respectivo. Según el tipo, estos manómetros permiten efectuar mediciones hasta 25 bar.



### **2.7.3. MANÓMETRO DE ÉMBOLO.**

En este manómetro la presión actúa sobre el émbolo cuya fuerza actúa por su parte contra un muelle. El indicador está acoplado directamente al émbolo y la presión respectiva se distingue en una escala. Los manómetros de émbolo son resistentes a sobrecargas.

## CAPÍTULO 3

# TEORÍA SOBRE LOS FLUIDOS HIDRÁULICOS

### 3.1. ANTECEDENTES.

El rendimiento y la vida de servicio de todos los componentes de un sistema hidráulico son afectados por el fluido del sistema. Desafortunadamente el fluido hidráulico es generalmente el último componente seleccionado y muy a menudo se selecciona tratando de mantener bajos los costos del sistema.

Los fluidos que se utilizan en sistemas hidráulicos tienen que cumplir funciones diversas como

- Transmitir la presión a otra parte del sistema
- Lubricar las partes móviles de los equipos y prevenir el contacto directo de metal con metal
- Enfriamiento, es decir, debe rechazar el calor producto de la transformación de la energía
- Amortiguar vibraciones causadas por picos de presión

- Proteger contra la corrosión
- Eliminar partículas abrasivas
- Transmitir señales

Además para seleccionar un fluido hidráulico se deben considerar los siguientes factores

- Velocidad de operación
- Condiciones atmosféricas circundantes
- Calor generado en el sistema y rango de temperaturas a los cuales va a trabajar
- Condiciones económicas
- Disponibilidad del fluido en el mercado
- Nivel de presión requerida
- Posibilidad de contaminación
- Seguridad al operar
- Expectativa de vida en servicio

### **3.2. HAY DOS TIPOS GENERALES DE FLUIDOS HIDRÁULICOS:**

#### **3.2.1. FLUIDOS EN BASE A ACEITE DE PETRÓLEO. (También llamados aceites hidráulicos).**

El más usado en hidráulica, tiene propiedades lubricantes, no causa herrumbre, disipa calor fácilmente y se puede limpiar fácil por filtración mecánica y separación por gravedad

Según DIN 51524 y 51525, los aceites hidráulicos se clasifican en tres tipos según sus propiedades y su composición

- Aceite hidraulico HL (proteccion anticorrosiva y aumento de la resistencia al envejecimiento)
- Aceite hidraulico HLP ( mayor resistencia al desgaste)
- Aceite Hidraulico HV ( viscosidad menos afectada por la temperatura)

En las siglas, la letra H significa que se trata de aceite hidraulico y las demas se refieren a los aditivos A las siglas se les agrega un coeficiente de viscosidad segun DIN 51517 (clasificacion de viscosidad segun ISO)

Por ejemplo el aceite hidraulico HLP 68 nos da la siguiente informacion

H Aceite hidraulico

L Con aditivos para obtener una mayor proteccion anticorrosiva y o mayor resistencia al envejecimiento

P Con aditivos para disminuir y o aumentar la resistencia

68 Coeficiente de viscosidad segun DIN 51517

### 3.2.2. FLUIDOS IGNÍFUGOS (Líquidos difícilmente inflamables).

Combinacion de agua y otros fluidos para eliminar problemas de ignición pero puede tener limitaciones mecanicas o economicas

Estos líquidos sintéticos se clasifican en acuosos y anhidricos La estructura química de los líquidos sintéticos impide la inflamación de sus gases

Los líquidos ignífugos utilizados en sistemas hidráulicos (líquidos HF) son

<b>DENOMINACION (SIGLAS)</b>	<b>COMPOSICION</b>	<b>CONTENIDO DE AGUA (%)</b>
HFA	EMULSIONES DE ACEITE Y AGUA	80 a 98
HFB	EMULSION DE AGUA Y ACEITE	40
HFC	SOLUCIONES ACUOSAS (Ej Glicol acuoso)	35 a 55
HFD	LIQUIDOS ANHIDRICOS (EJ Eter de fosfato)	0 a 0.1

**Tabla 3.1.** Líquidos HF y su contenido de agua

### 3.3. CARACTERÍSTICAS Y REQUISITOS.

Para que los aceites hidráulicos puedan cumplir con los requisitos antes planteados, tienen que contar con determinadas características según su aplicación

En consecuencia, las propiedades de las sustancias son las siguientes

- Densidad lo más baja posible
- Poca compresibilidad
- Viscosidad no demasiado baja (películas lubricantes)
- Buenas características de viscosidad en función de la temperatura
- Buenas características de viscosidad en función de la presión
- Buena resistencia al envejecimiento
- Compatibilidad con otros materiales

Además, los aceites hidráulicos deben cumplir con las siguientes condiciones

- Segregar aire
- No formar espuma

- Resistencia al frio
- Ofrecer proteccion contra el desgaste y la corrosion
- Capacidad de segregacion de agua

### 3.4. VISCOSIDAD.

La viscosidad de un fluido se puede definir como la resistencia que opone un fluido a fluir, o podríamos decir que es una medida de la fricción interna de un fluido, también es la habilidad de un fluido para prevenir contacto directo de las partes en movimiento

Sin embargo un fluido de alta viscosidad no necesariamente tiene buena lubricidad. En un sistema hidráulico las fugas son funciones de la viscosidad. Un aceite de baja viscosidad fugará más que un aceite de alta viscosidad, sin embargo es preferible utilizar aceite de baja viscosidad, ya que por su menor fricción se pierde menos presión y potencia.

Cuando la viscosidad es alta la resistencia al flujo es mayor, esto puede causar problemas en la succión así como más pérdidas por fricción en el sistema y calentamiento en las zonas de estrangulación. Se dificulta el arranque en frío y la segregación de agua, por lo que existe mayor tendencia a desgaste por abrasión.

<b>LIMITES DE VISCOSIDAD</b>	
	<b>VISCOSIDAD CINEMÁTICA</b>
LIMITE INFERIOR	10 mm <sup>2</sup> /s
MARGEN DE VISCOSIDAD	15 A 100 mm <sup>2</sup> /s
LIMITE SUPERIOR	750 mm <sup>2</sup> /s

**Tabla 3.2.** Límites de Viscosidad

Segun el sistema internacional de unidades, se usa la viscosidad cinematica en  $\text{mm}^2/\text{s}$

La viscosidad es determinada mediante un metodo normalizado Por ejemplo  
 DIN 51562 Viscosimetro de Ubbelohde  
 DIN 51561 Viscosimetro de Vogel-Ossag

Tambien puede utilizarse un viscosimetro esferico para determinar la viscosidad cinematica Con este aparato se puede medir la viscosidad con bastante exactitud dentro de un margen relativamente amplio Con el se mide la velocidad con la que desciende un cuerpo por efecto de la gravedad en contra de la resistencia de un fluido Para obtener el valor cinematico de la viscosidad tiene que dividirse el valor obtenido con el viscosimetro esferico por la densidad del fluido

Un parametro importante de los aceites hidraulicos es su viscosidad La norma ISO y la norma reformada DIN 51524 establecen lo siguiente la clasificacion de la viscosidad determina la viscosidad minima y maxima de los aceites hidraulicos sometidos a una temperatura de 40°C (Ver tabla 3 3)

CLASES DE VISCOSIDAD (DIN 51502)		
CLASES DE VISCOSIDAD SEGÚN ISO	VISCOSIDAD CINEMÁTICA $\text{mm}^2/\text{s}$ a 40°C	
	MÍNIMA	MÁXIMA
ISO VG 10	9 0	11 0
ISO VG 22	19 8	24 2
ISO VG 32	28 8	35 2
ISO VG 46	41 4	50 6
ISO VG 68	61 2	74 8
ISO VG 100	90 0	110 0

**Tabla 3.3.** Clases de Viscosidad

Ello significa que existen seis clases de viscosidad para cada uno de los aceites hidraulicos HL, HLP, y HV. En la tabla 3.3 se indican las diferentes clases de viscosidad, la clase de viscosidad debera adaptarse a la temperatura del medio ambiente.

En los sistemas hidraulicos tambien se utilizan aceites para motores o cajas de cambio de alta calidad debido a las condiciones imperantes durante el almacenamiento de los aceites. Por esta razón, tambien se incluye aqui la clasificacion de la viscosidad de los aceites segun SAE. No obstante, esta clasificacion permite unos margenes de tolerancia mucho mayores, lo que se puede comprobar fácilmente si se comparan las dos clasificaciones.

Clases SAE	ISO-VG	Campos de aplicacion
		Equipos estacionarios en ambitos cerrados con temperaturas altas
30	100	
20,20 W	68	Con temperaturas normales
10 W	46	
5W	32	Aplicaciones expuestas a la intemperie
	22	
	(15)	
	10	

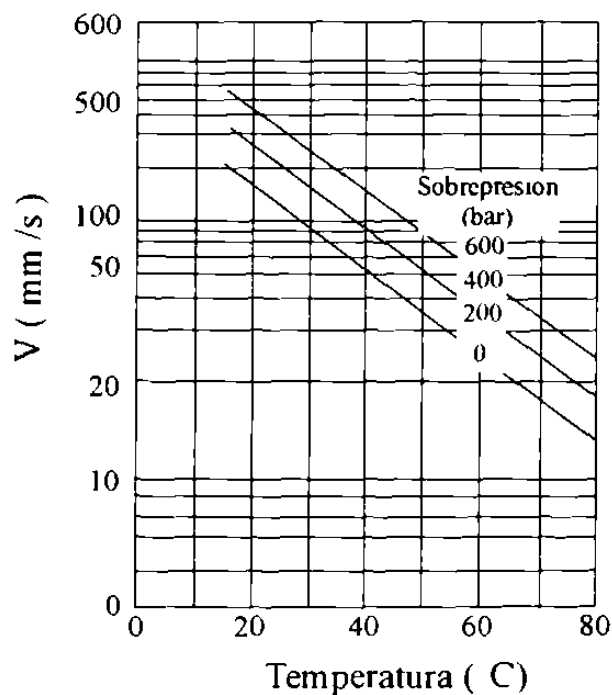
**Tabla 3.4.** Clases de Viscosidades segun SAE



### 3.5. ÍNDICE DE VISCOSIDAD (I.V.).

El índice de viscosidad es una medida del cambio de viscosidad con cambios de temperaturas. Esta es una consideración importante si el sistema hidráulico no tiene control de temperatura, o está expuesto a amplias variaciones de temperatura. Un aceite de alto (I.V.) tiene menos cambios en la viscosidad con la temperatura.

En las aplicaciones deberán tenerse en cuenta las características de la viscosidad de los fluidos en función de la temperatura, puesto que la viscosidad del fluido sometido a presión cambia según la temperatura. Estas relaciones pueden mostrarse gráficamente con el diagrama viscosidad/temperatura de Ubbelohde. Si se incluyen los valores respectivos en un diagrama logarítmico doble, se obtiene una recta.



**Figura 3.1.** Diagrama viscosidad/temperatura según Ubbelohde

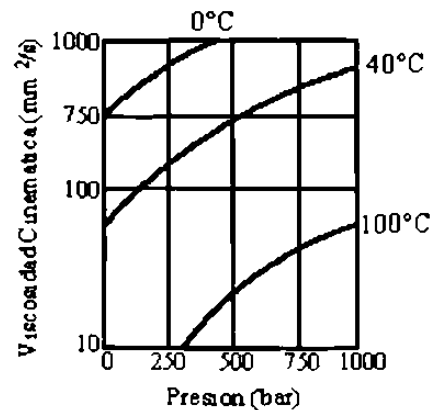
Por lo tanto las características de la relación entre la viscosidad y la temperatura suelen ser expresadas mediante el índice de viscosidad. Este índice es calculado según DIN ISO 2909

### **3.6. ACEITES MULTIGRADOS Y OTROS.**

Los aceites minerales con alto índice de viscosidad también son denominados aceites multigrado. Estos aceites son utilizados en todos aquellos casos en los que se trabaja con temperaturas muy variadas, tal como sucede con los equipos hidráulicos móviles. Los aceites con bajo índice de viscosidad se clasifican en aceites de verano y aceites de invierno.

- Aceites de verano. Son más viscosos para evitar que con el calor se vuelvan demasiado fluidos y se rompa la película lubricante.
- Aceites de invierno. Son menos viscosos para evitar que con el frío se vuelvan demasiado consistentes y dificulten un arranque en frío.

La relación entre la viscosidad y la presión en aceites hidráulicos es importante también, ya que al aumentar la presión aumenta así mismo la viscosidad. Esta circunstancia debe tenerse en cuenta especialmente a partir de un valor de  $\Delta P = 200$  bar. Por lo general, la viscosidad se habrá duplicado en relación con una presión de 0 bar si la presión asciende a 350 o 400 bar.



**Figura 3.2.** Diagrama viscosidad/presión

Bajo circunstancias normales, el punto de ignición, la gravedad específica y el color de un aceite no tiene mucha importancia para el usuario

La mayoría de los aceites de alta calidad contienen aditivos, usualmente preventivos contra la formación de herrumbre y estabilizadores de oxidación

La oxidación es la reacción química del aceite y el oxígeno que produce ácidos y sedimentos en el sistema. Esta reacción se va acelerando con la presencia de impurezas y altas temperaturas en el fluido. A temperaturas arriba de 54°C, fluidos hidráulicos de hidrocarburo que no poseen inhibidores de oxidación doblan su razón de oxidación por cada 10°C de aumento en la temperatura, por lo tanto el sistema no debería trabajar a temperaturas elevadas.

### 3.7. ADITIVOS.

**ADITIVO ANTIESPUMANTE** - Son agregados al fluido hidráulico para evitar la formación de espumas, es decir para que el aire pueda ser fácilmente liberado del fluido.

hidraulico, debe evitarse la presencia de espumas en un sistema hidraulico ya que la operacion del sistema seria esponjosa

**ADITIVO ANTIDESGASTE** - Los aditivos antidesgaste se agregan al fluido hidraulico para reducir el desgaste en bombas, motores y otros componentes usados bajo condiciones adversas

Estos fluidos son recomendados para usarse en sistemas que trabajan con bombas de paletas, particularmente, altas presiones y velocidades, tambien se recomienda en sistemas que excedan los limites normales de la temperatura

TIPOS DE FLUIDOS HIDRÁULICOS				
	RESISTENTES AL FUEGO			
	ACEITE DE PETROLIO	EMULSIONES (AGUA EN ACEITE)	AGUA GLICOL	SINTETICO (FOSFATO ÉTER)
INDICACIONES	N	1 a 3X	3 a 4X	5 A 6X
RESISTENCIA A LA TEMPERATURA ALTA	Buena a mala a temperaturas arriba de los 70° a 80°	Excesiva evaporacion de agua arriba de 65°	Excesiva evaporacion de agua a temperaturas elevadas	Estable a temperaturas relativamente altas
RESISTENCIA A LA TEMPERATURA BAJA	Regular a buena	Pobre	Buena	Pobre a mediana
RESISTENCIA A LA OXIDACION	Buena	Buena	Buena	Excelente
RESISTENCIA A LA CORROSION	Buena a excelente	Buena	Mediana a buena	Mediana a buena
RESISTENCIA A LA POLIMERIZACION	Excelente	Excelente	Buena	Buena
RESISTENCIA A LA VELOCIDAD	Buena	Excelente	Excelente	Pobre
COMPATIBILIDAD CON OTRAS LUBRICACIONES	Se requieren materiales resistentes al aceite	Compatibles si se usan para aceites de petr. materiales hechos de papel, fibra y uer no son satisfactorios	No compatibles con algunos tipos de aceites, papeles y materiales de fibra sintetica	No compatibles si se usan para aceites de petr. deben ser usados materiales resistentes a estos fluidos
RESISTENCIA A LA CONTAMINACION	Se requieren pinturas resistentes al aceite ningun problema especial con los aditivos	Igual al aceite de petrolo	No compatible con algunas pinturas	Alta solvencia para muchas pinturas y aditivos
RESISTENCIA A LA HUMEDAD	Excelente	Buena	Buena	Excelente
RESISTENCIA A LA CONTAMINACION	Buena	Excelente	Excelente	Buena
RESISTENCIA A LA CONTAMINACION	Moderada	Moderada	Moderada	Baja

**Tabla 3.5.** Comparacion de las propiedades de los fluidos

## CAPÍTULO 4

# SÍMBOLOS HIDRÁULICOS

### 4.1. ANTECEDENTES.

Los símbolos hidráulicos son usados mundialmente en el diseño, operación y mantenimiento de sistemas de potencia fluida. El conocimiento de simbología hidráulica es necesario para leer y conocer los diagramas y circuitos y otros importantes dibujos de sistemas de potencia fluida. Este conocimiento es invaluable cuando se trabaja con tipos diferentes de equipo hidráulico.

Un símbolo caracteriza a un elemento con su respectiva función, aunque no ofrece información alguna sobre su estructura. Los símbolos están definidos en la norma DIN ISO 1219.

Un circuito hidráulico consiste de uno o más mecanismos de potencia fluida conectados por tubería o por otros sistemas. Es importante conocer la siguiente observación. Cuando una flecha atraviesa oblicuamente un símbolo, indica que existe la posibilidad de efectuar ajuste del elemento respectivo.

## 4.2. BOMBAS Y MOTORES HIDRÁULICOS.

Se representan mediante un círculo con indicación parcial del árbol de mando. Los triángulos son negros cuando se trata de fluidos utilizados en sistemas hidráulicos y cuando el triángulo está compuesto de solamente tres líneas, se trata de un gas, tal como sucede en la neumática. La única diferencia entre los símbolos para bombas hidráulicas y motores hidráulicos es la dirección invertida de las flechas que indican la dirección de flujo.



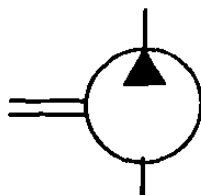
Gases



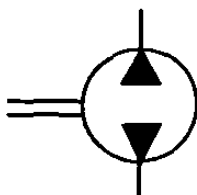
Fluido Hidraulico

### Bombas hidráulicas con volumen de expulsión constante:

- con una dirección de flujo

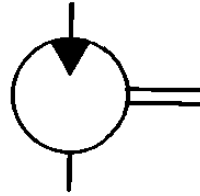


- con dos direcciones de flujo

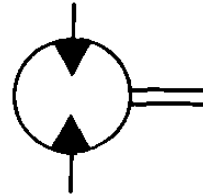


### Motores hidráulicos con volumen de expulsión constante:

- con una dirección de giro



- con dos direcciones de giro



### 4.3. VÁLVULAS DE VÍAS.

Las válvulas de vías se simbolizan mediante varios cuadrados conectados

- La cantidad de cuadrados corresponde a la cantidad de posiciones que puede asumir una válvula
- Las flechas incluidas en los cuadrados indican la dirección del flujo
- Las líneas indican como están conectadas las conexiones en cada una de las posiciones de la válvula

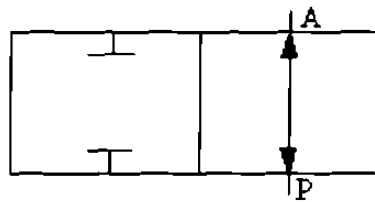
Para denominar las conexiones, la norma concede preferencia al uso de las letras P, T, A, B y L, aunque existen otras posibilidades como el uso de números. Las denominaciones se refieren siempre a la posición normal de la válvula. En caso de no

existir una posición normal propiamente dicha, las denominaciones se refieren a aquel estado de conmutación que asume la válvula cuando el sistema está en posición inicial

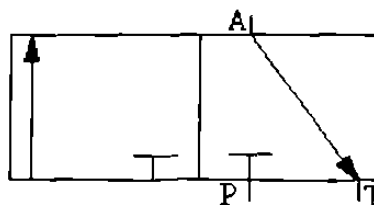
**NOTA:** La posición normal es aquella que asume una válvula cuando se retira la fuerza de accionamiento

La denominación de las válvulas siempre incluye primero la cantidad de conexiones y, a continuación, la cantidad de posiciones. Las válvulas de vías tienen por lo menos dos posiciones y como mínimo dos conexiones. Concretamente, en este caso la denominación sería válvula de 2/2 vías. Las siguientes figuras muestran diversas válvulas de vías con sus respectivos símbolos

- Válvula de 2 2 vías

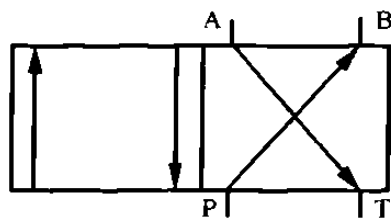


- Válvula de 3 2 vías

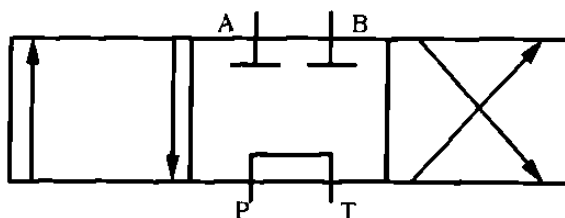




- Valvula de 4 2 vias



- Valvula de 4 3 vias



#### Denominación de las conexiones:

P	Conexión de presión
T	Conexión de conductos de descarga
A o B	Conexiones de trabajo
L	Aceite de fuga
A	Conexión de presión
B	Conexión de ductos de descarga
C o D	Conexiones de trabajo
L	Aceite de fuga

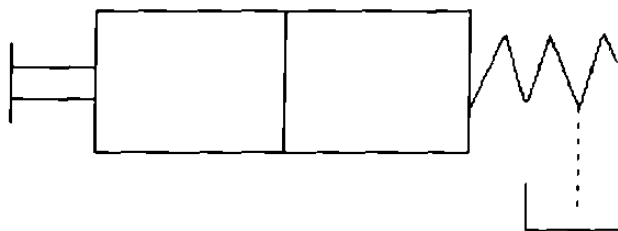
#### 4.4. FORMAS DE ACCIONAMIENTO DE UNA VÁLVULA

La posición de una válvula puede ser cambiada por diversas formas de accionamiento. El dibujo que representa a la válvula es completado mediante un símbolo que se refiere al tipo de accionamiento aquí presentados (pulsador, pedal, empujador o tecla) siempre incluyen un muelle para la reposición de la válvula a su posición normal. Tratándose, por ejemplo, de una válvula accionada por una palanca y provista de una posición de encaje, la reposición puede también ser provocada por la inversión de la conmutación.

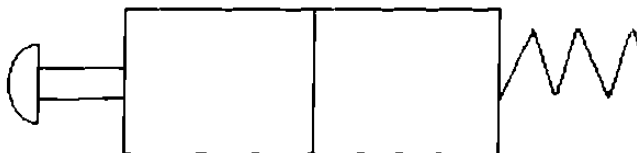
A continuación se muestran algunos de los símbolos de los diferentes tipos de accionamiento.

##### 4.4.1. ACCIONAMIENTO POR FUERZA MUSCULAR.

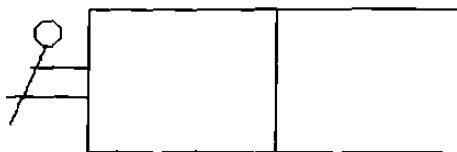
- Símbolo general con reposición por muelle y conexión para fuga de aceite



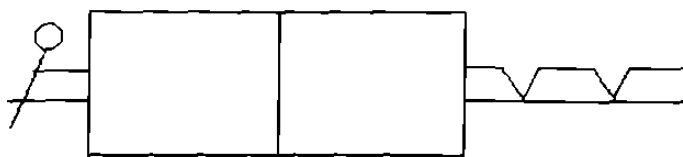
- Accionamiento con pulsador y reposición por muelle



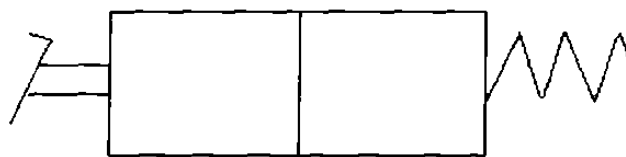
- Accionamiento con palanca manual



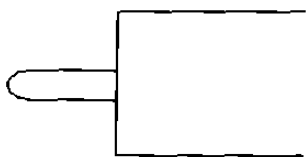
- Accionamiento con palanca manual con posicion de encaje



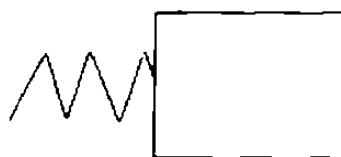
- Accionamiento con pedal y reposicion por muelle



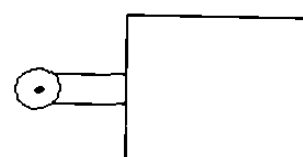
#### 4.4.2. ACCIONAMIENTO MECÁNICO.



Con taque o tecla



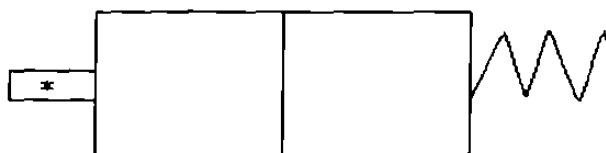
Con muelle



Con taque y rodillo

#### 4.4.3. SÍMBOLO GENERAL.

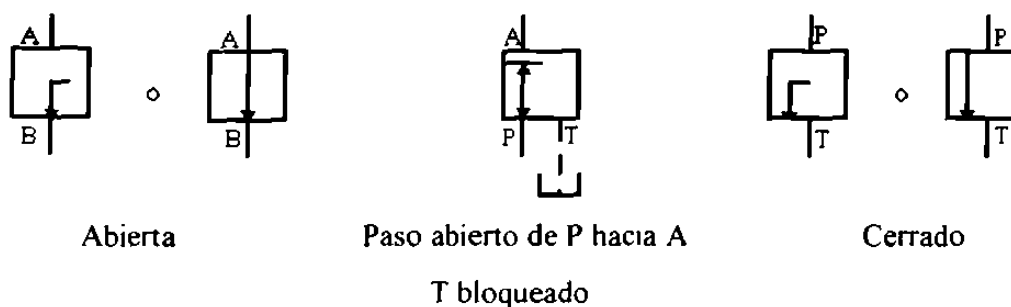
\* Indicar tipo de accionamiento en caso de no existir un símbolo normalizado



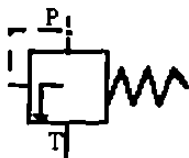
#### 4.5. VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN.

El símbolo para las válvulas reguladoras de presión es un cuadrado. Una flecha indica el sentido del flujo. Las conexiones de estas válvulas pueden estar indicadas con P (Conexión de presión) y T (Conexión al depósito) o con A y B.

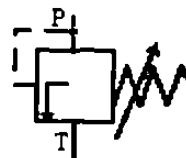
**NOTA:** La flecha incluida en el cuadrado indica si la posición normal de la válvula es cerrada o abierta.



Además, las válvulas reguladoras de presión pueden tener un **ajuste fijo** o pueden ser **regulables**. El símbolo para estas últimas es una flecha que atraviesa el símbolo del muelle.

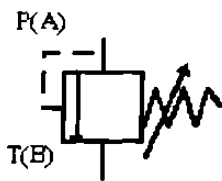


Con muelle de ajuste fijo

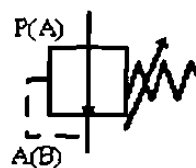


Regulable

Las válvulas reguladoras de presión se clasifican en **válvulas limitadoras de presión** y en **válvulas reguladoras de presión** propiamente dichas



Valvula limitadora de presión



Valvula reguladora de presión

- **VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN.**

Las válvulas limitadoras de presión están cerradas en posición normal y la presión de control se consulta en la entrada. Esta presión es transmitida a través de un conducto de control y actúa dentro de la válvula sobre la superficie de un émbolo, el cual resiste a dicha presión por acción de un muelle. Si la presión, resultado del coeficiente de presión y superficie del émbolo, es superior a la fuerza del muelle, la válvula se abre. De este modo es factible ajustar un valor fijo de la presión límite.

- **VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.**

Estas válvulas están abiertas en posición normal y la presión de control se consulta en la salida. Esta presión es transmitida a través de un conducto de control y actúa sobre la superficie de un émbolo ejerciendo una fuerza. Esta fuerza se opone a la fuerza de un muelle. La válvula empieza a cerrarse cuando la presión es mayor que la fuerza del muelle. Este proceso de cierre provoca un desnivel de presiones entre la entrada y la salida de la válvula (efecto de estrangulación). Si la presión en la salida rebasa un valor determinado, la válvula se cierra por completo. En la entrada de la válvula se aplica la presión máxima que se haya ajustado en el sistema, mientras que en la salida actúa una presión menor. En consecuencia, el valor que se ajuste en la válvula reguladora de presión siempre deberá ser menor a la presión que puede ajustarse en una válvula limitadora de presión.

#### **4.6. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL.**

Este tipo de válvulas se clasifican en válvulas con estrangulación en función de la viscosidad y válvulas visco-estables. Estas últimas también llamadas válvulas de diafragma.

Los elementos de estrangulación son resistencias que actúan en un sistema hidráulico.

Las válvulas de dos vías, reguladoras de caudal están compuestas de dos elementos de estrangulación, siendo uno de ellos un diafragma visco-estable ajustable y el otro un elemento de estrangulación regulable.

La apertura regulable varía en función de la presión. Este elemento de estrangulación regulable también se llama balanza de presión. El símbolo para estas válvulas es un

rectangulo que por su parte incluye simbolos para el elemento de estrangulacion o para un diafragma, mientras que la posibilidad de ajuste esta representada por una flecha que atraviesa diagonalmente el rectangulo

### ELEMENTO DE ESTRANGULACIÓN

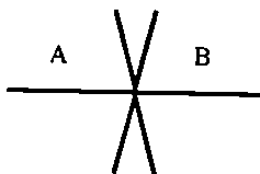


Fijo

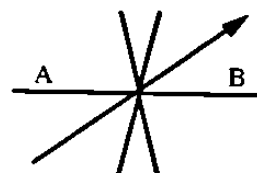


Regulable

### DIAFRAGMA

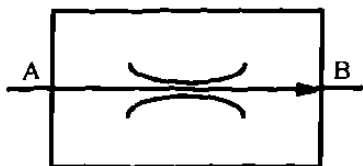


Fijo

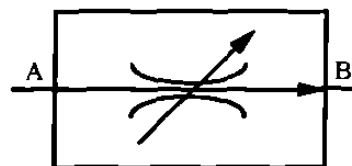


Regulable

### VÁLVULA DE 2 VÍAS REGULADORA DE CAUDAL CON ELEMENTO DE ESTRANGULACIÓN

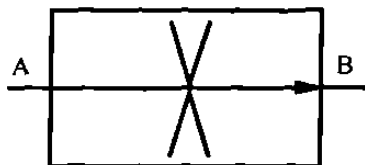


Fijo

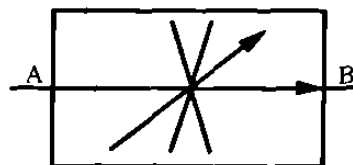


Ajustable

### VÁLVULA DE 2 VÍAS REGULADORA DE CAUDAL DE DIAFRAGMA



Fijo



Ajustable

#### 4.7. VÁLVULAS DE CIERRE.

Las válvulas de antirretorno son representadas con el símbolo de una esfera que es presionada contra un asiento de cierre. Dicho asiento es simbolizado mediante un triángulo abierto en el que se encuentra la esfera. No obstante, el vértice del triángulo no simboliza la dirección del flujo, sino que indica la dirección que está bloqueada.



Las válvulas desbloqueables son representadas mediante un cuadrado en el que se incluye el símbolo de la válvula de antirretorno. Mediante una línea punteada se indica la conexión de control para el desbloqueo. La conexión de control como tal está representada por la letra X.

En los esquemas, las válvulas de cierre son simbolizadas mediante dos triángulos opuestos en sus vértices. Con una palanca manual pueden ajustarse las posiciones requeridas. En consecuencia, se trata de válvulas regulables, ajustables en una cantidad arbitraria de posiciones. Por esta razón, las válvulas de cierre también pueden utilizarse como elementos de estrangulación.

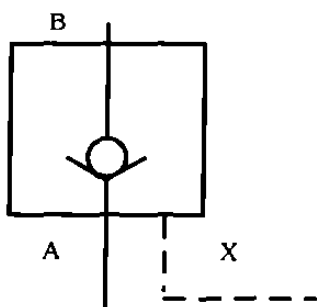
### VÁLVULA DE ANTIRRETORNO



Con resorte de pre-carga



Sin pre-carga



Válvula antirretorno desbloqueable



Válvula de cierre

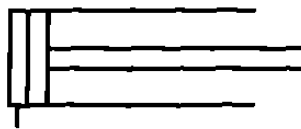
## 4.8. CILINDROS.

Los cilindros se clasifican en cilindros de simple y doble efecto

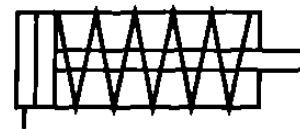
### 4.8.1. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

Este tipo de cilindros tienen una conexión, lo que significa que el aceite a presión solo actúa sobre una de las superficies del embolo

El cilindro vuelve a su posición normal por acción de una fuerza externa (simbolizada por un cilindro abierto) o por efecto de un muelle. El muelle es incluido en el símbolo del cilindro.



Cilindro de simple efecto  
por acción de una fuerza externa



Cilindro de simple efecto con retorno por  
muelle



Cilindro telescópico de simple efecto

#### 4.8.2. CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

Este tipo de cilindros llevan dos conexiones para que el aceite a presión pueda actuar sobre ambas superficies del embolo

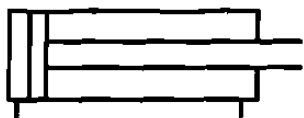
El simbolo de un cilindro de doble efecto con vastago simple indica que la superficie total del embolo es mayor que la superficie del segmento del embolo en el lado del vastago

El simbolo del cilindro con doble vastago indica que esas superficies son iguales (cilindro sincronizado)

Los simbolos del cilindro de doble efecto y del cilindro diferencial se distinguen por las dos líneas marcadas en el vastago. La relación de las superficies es de 2 : 1

El simbolo de los cilindros telescópicos de doble efecto lleva dos embolos yuxtapuestos, al igual que el simbolo del cilindro de simple efecto

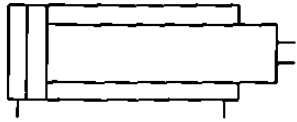
El simbolo de los cilindros con amortiguación de final de carrera incluye un rectángulo que se refiere a la amortiguación



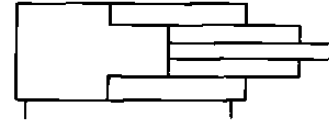
Cilindro de doble efecto  
con vástago simple



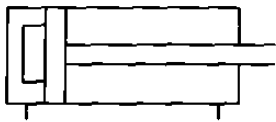
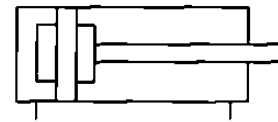
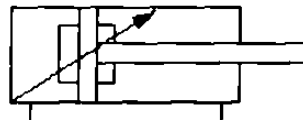
Cilindro de doble efecto con doble vástago



Cilindro diferencial



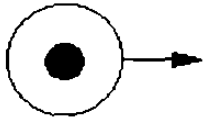
Cilindro telescopico de doble efecto

Cilindro de doble efecto con  
amortiguacion simple en un final de  
recorridoCilindro de doble efecto con amortiguacion en  
ambos finales de recorrido

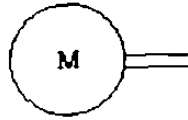
Cilindro de doble efecto con amortiguacion regulable en ambos finales de recorrido

#### 4.9. TRANSMISIÓN Y PREPARACIÓN DE ENERGÍA.

En los esquemas se incluyen los siguientes simbolos para la transmision de la energia y para la preparacion del medio sometido a presion



Fuente de presion hidraulica



Motor electcnco



Motor termico



Conductos de presion de trabajo



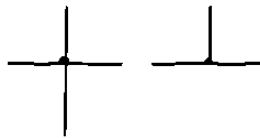
Conducto de mando



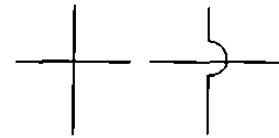
Conducto de purga o fuga



Conducto flexible



Conexiones de tubos



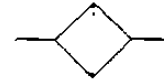
Cruce de conductos



Evacuacion de aire



Deposito



Filtro



Refrigerador



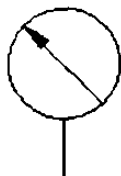
Calefaccion



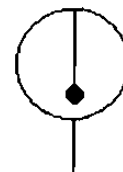
Acoplamiento rapido. en combinacion con valvulas de antirretorno de apertura mecanica

#### 4.10. EQUIPOS DE MEDICIÓN.

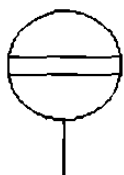
En los esquemas se utilizan los siguientes simbolos para los equipos de medicion



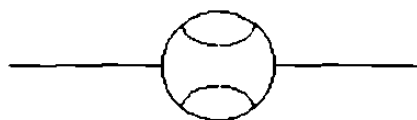
Manometro



Termometro



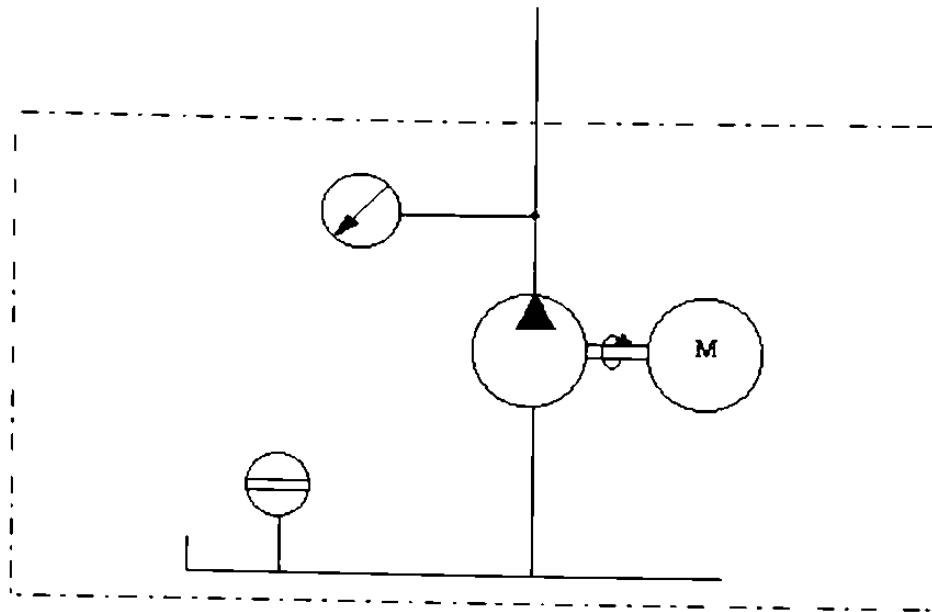
Indicador de nivel



Medidor de caudal

#### 4.11. COMBINACIÓN DE EQUIPOS.

Si en un cuerpo se incluyen varios equipos, estos se indican dentro de un rectangulo marcado con una linea punteada. Las conexiones respectivas salen de dicho rectangulo



Ejemplo de Equipo Hidraulico

# **CAPÍTULO 5**

## **BOMBAS Y MOTORES HIDRÁULICOS.**

### **5.1. ANTECEDENTES.**

Cada sistema de potencia hidráulica usa una o más bombas para desarrollar presión en el fluido hidráulico. Algunos sistemas trabajan a baja presión (700 KPa o menos), mientras que otros requieren alta presión (70 000 KPa o más)

La razón de cada tipo de bomba, es que cada una presenta características diferentes que pueden ser requeridas por el circuito hidráulico

### **5.2. BOMBAS.**

La bomba de un sistema hidráulico, también llamada bomba hidráulica, se encarga de transformar la energía mecánica proveniente del equipo de accionamiento en energía hidráulica



La bomba succiona el aceite y alimenta el sistema de tuberías. En el sistema hidráulico se crea una presión a raíz de las resistencias que se oponen al aceite que fluye.

La presión corresponde a la resistencia total, la que por su parte se compone de resistencias externas e internas y del caudal volumétrico.

- **RESISTENCIAS EXTERNAS** Son las que se producen por efecto de cargas útiles, fricción mecánica, cargas estáticas y fuerzas de aceleración.
- **RESISTENCIAS INTERNAS** Son producto de la fricción total en los conductos y elementos del sistema, de la fricción propia del aceite y de las reducciones del flujo (zonas de estrangulamiento).

Ello significa que la presión del fluido en un sistema hidráulico no está dada por la potencia de la bomba, sino que va creciendo en función de las resistencias y, en casos extremos, aumenta hasta que se produce la destrucción de un elemento del sistema. Es evidente que esta circunstancia se procura evitar en la realidad práctica incorporando una válvula de seguridad limitadora de la presión inmediatamente después de la bomba o integrándola en la bomba misma. Dicha válvula permite regular la presión de trabajo máxima en función de la potencia de la bomba.

### **5.3. PARÁMETROS IMPORTANTES EN LA BOMBA.**

Las bombas tienen los siguientes parámetros importantes a considerar: el volumen de expulsión, la presión de trabajo, las revoluciones a las cuales gira, el grado de eficiencia y la potencia de la bomba.

### 5.3.1. VOLUMEN DE EXPULSIÓN.

El volumen de expulsión  $V$  (también llamado volumen de transporte o volumen de carrera de la bomba) es un parámetro que indica el tamaño de la bomba. Se refiere al volumen de fluido que es transportado por la bomba en cada giro o carrera.

El volumen del fluido transportado por minuto es calificado de caudal volumétrico  $Q$  (caudal de transporte). Este caudal es el producto de la multiplicación del volumen de expulsión  $V$  por giro  $N$ .

$$Q = NV \quad (5.1)$$

donde

$Q$  – Caudal volumétrico ( $\text{dm}^3/\text{min}$ )

$N$  – Revoluciones por minuto

$V$  – Desplazamiento geométrico (volumen de absorción en  $\text{cm}^3$ )

#### Ejemplo 5.1

Calcular el caudal de transporte de una bomba de engranes.

Magnitudes conocidas

Revoluciones  $N = 1,450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

Volumen de expulsión  $V = 28 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$

Incógnita

Caudal de transporte  $Q$

usando la ecuación (5.1)

$$Q = NV$$

$$Q = \left( 1450 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left( 28 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right)$$

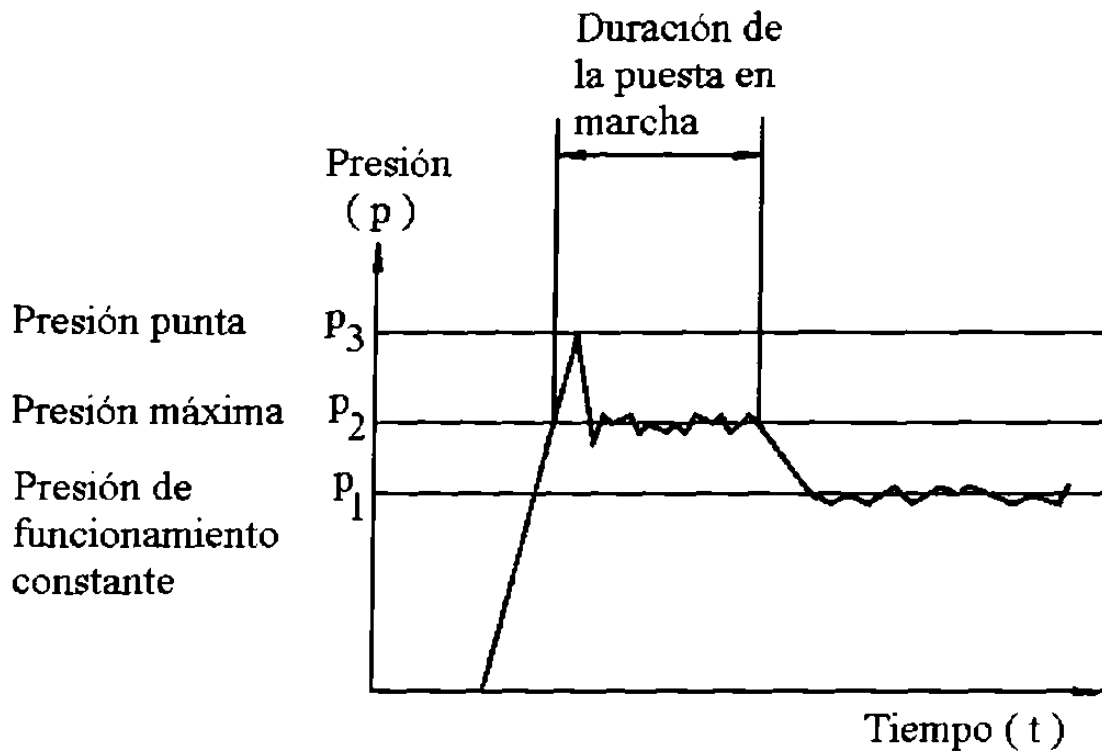
$$Q = 4,060 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 4,06 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 4,06 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

### 5.3.2. PRESIÓN DE TRABAJO.

La presión de trabajo es un parámetro importante, dados los campos de aplicación de las bombas. En la figura 5.1 se indica el valor de la presión punta, aunque esta presión solo debería mantenerse durante un período breve (véase la gráfica), ya que de lo contrario se produciría un desgaste prematuro de la bomba. Por razones de seguridad, algunas bombas llevan incorporadas una válvula limitadora de presión.



**Figura 5.1.** Comportamiento de la presión durante el arranque de la bomba

### 5.3.3. GIRO DE LA BOMBA.

Las revoluciones de una bomba son un criterio importante de selección, ya que el caudal de transporte es determinado por las revoluciones  $N$ . Muchas bombas no deben rebasar ciertos márgenes de revoluciones y tampoco se les puede someter a esfuerzos en el momento de ponerlas en marcha. El régimen de revoluciones más frecuente es de  $N = 1500 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$ , ya que suelen ser accionadas por motores asíncronos de corriente trifásica que dependen de la frecuencia de la red eléctrica.

#### 5.3.4. GRADOS DE EFICIENCIA.

Las bombas transforman la energía mecánica en energía hidráulica y en ese proceso se producen pérdidas de potencia expresadas mediante el grado de eficiencia

El grado de eficiencia total de una bomba se calcula recurriendo al grado de eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ) y al grado de eficiencia hidráulico - mecánico ( $\eta_{hm}$ ). Se aplica la siguiente fórmula:

$$\eta_{TOT} = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (5.2)$$

#### 5.3.5. POTENCIA DE UNA BOMBA.

Para conocer la potencia de una bomba, suele consultarse una curva característica

La norma VDI 3279 preve diversas curvas características, por ejemplo para.

- El caudal de transporte Q
- La potencia P
- El grado de eficiencia  $\eta$

Estas curvas están en función de la presión y suponen unas revoluciones constantes de la bomba

## 5.4. CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA.

La curva característica de una bomba es la expresión de la curva característica del caudal de transporte en función de la presión. La curva característica de una bomba demuestra que el caudal de transporte efectivo ( $Q_{er}$ ) disminuye en función del aumento de la presión. El caudal de transporte real ( $Q_r$ ) es el que, además, toma en cuenta el aceite de fuga ( $Q_f$ ).

Para mantener la lubricación, es necesario que exista un mínimo de aceite de fuga.

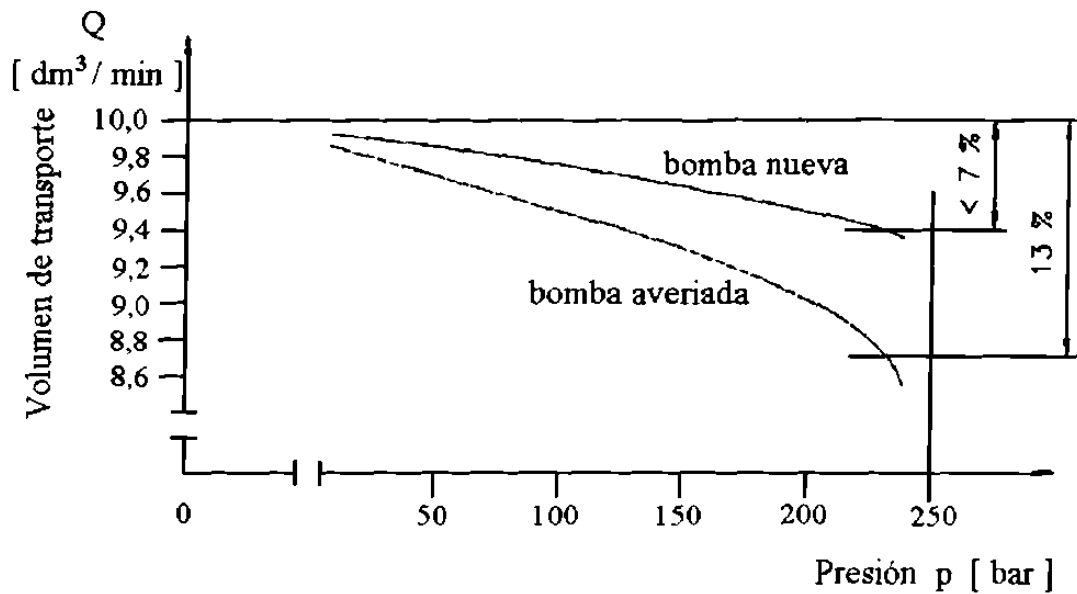
La curva característica de una bomba ofrece las siguientes informaciones:

- Si  $p = 0$ , la bomba rinde un caudal de transporte total  $Q$ .
- Si  $p > 0$ , disminuye  $Q$  por efecto del aceite de fuga.
- La trayectoria de la curva característica informa sobre el grado de eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ).

La figura 5.2 muestra las curvas características de una bomba nueva y de una bomba desgastada (averiada).

La curva característica de la bomba permite obtener información sobre el grado de eficiencia volumétrica de una bomba.

Para utilizar correctamente una bomba, es necesario conocer los parámetros y las curvas características respectivas, puesto que de ese modo es más fácil realizar una comparación entre diferentes bombas para elegir la más adecuada según la aplicación.



**Figura 5.2.** Curva característica de una bomba

Además existen otras características que pueden ser importantes al elegir una bomba

- Tipo de sujeción
- Temperaturas de trabajo
- Nivel de ruidos
- Recomendación del fluido que debería usarse
- Tipo de bomba

## 5.5. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.

Las bombas hidráulicas pueden clasificarse en tres tipos básicos aplicando el criterio del volumen de expulsión

- Bombas de funcionamiento constante Volumen de expulsión constante
- Bombas ajustables Volumen de expulsión ajustable

- Bombas regulables Posibilidad de regular la presión, el caudal volumétrico o la potencia y el volumen de expulsión

Según su construcción, existen bombas de la más diversa índole. No obstante, todas funcionan según el mismo principio de expulsión. La expulsión del fluido sometido a presión se produce por acción de émbolos, aletas celulares, ejes helicoidales o engranajes.

En función de las características y construcción de las bombas, se pueden dividir en tres tipos generales:

- Bombas rotatorias
- Bombas reciprocantes
- Bombas centrífugas

#### **5.5.1. BOMBAS ROTATORIAS.**

Se encuentran muchos diseños de bombas de este tipo. Las más comúnmente usadas son:

- **Bomba de engranajes exteriores.**

Es una unidad de desplazamiento constante. Usadas en sistemas de potencia hidráulica desarrollan presiones nominales de 63 a 160 bar, con volumen de expulsión de 1,2 a 250 cm<sup>3</sup> por revolución y funcionando con un margen de revoluciones de 500 a 3,500 revoluciones por minuto. Su grado de eficiencia total es de 0,80 a 0,91.



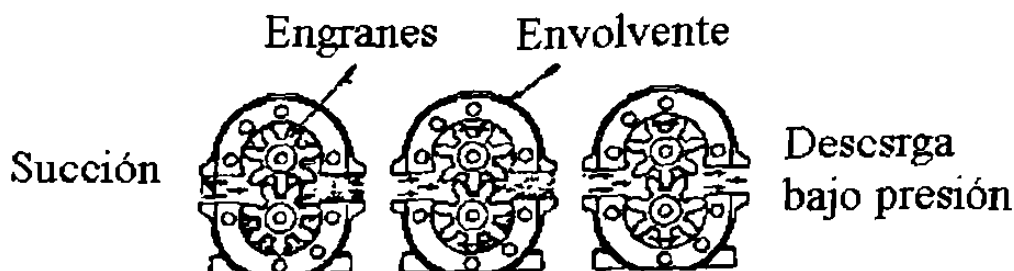


Figura 5.3. Bomba rotatoria de engranes.

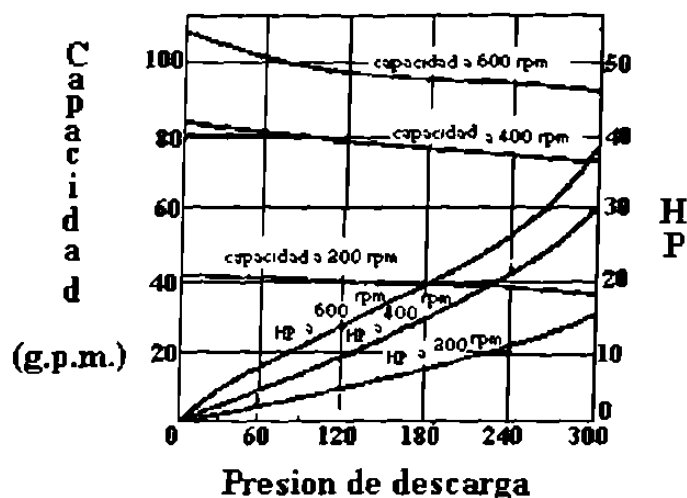


Figura 5.4. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranes

Estas curvas muestran la relación entre la presión de descarga y la capacidad de la bomba y se les conoce como curvas HQ. La relación entre la potencia de entrada y capacidad de la bomba son a menudo llamadas curvas PQ.

La bomba de engranes funciona de la siguiente manera: Una de las ruedas dentadas está conectada al motor, la otra gira por efecto del engranaje con la primera rueda. En la cámara de aspiración se produce una depresión a raíz del aumento del

volumen causado en el momento en el que un diente sale de su asiento en el engranaje. El aceite invade las cámaras del engranaje y es transportado a lo largo de la pared exterior hacia la cámara de presión o descarga. Al llegar a esa cámara, el aceite es expulsado de las cámaras del engranaje hacia los conductos en el momento en el que los dientes se unen.

En los espacios entre la cámara de aspiración y la cámara de expulsión el aceite es comprimido. Este aceite comprimido es transportado hacia la cámara de aspiración a través de una ranura, ya que de lo contrario surgirían picos de presión a causa del aceite comprimido, con lo que se producirían ruidos y se provocaría la destrucción de la bomba.

La cantidad de aceite de fuga de la bomba es determinada por el tamaño de la ranura (entre el cuerpo de la bomba, los dientes y las superficies laterales de los dientes), por la superposición de los dientes, por la viscosidad y por las revoluciones.

Estas pérdidas pueden determinarse conociendo el grado de efectividad volumétrica, ya que este indica la relación entre el caudal efectivo y el caudal nominal.

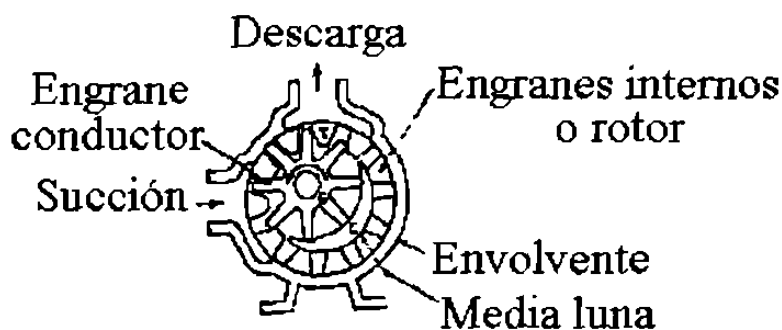
La cámara de aspiración es más grande que la cámara de expulsión puesto que la velocidad permisible en los conductos de aspiración es menor que en los conductos de presión. Si los conductos de aspiración tienen un diámetro demasiado pequeño, la velocidad del flujo sería demasiado grande, ya que para  $v$ , se aplica la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (5.3)$$

En consecuencia, si el caudal volumétrico es constante y el diámetro de los tubos es pequeño, la velocidad del flujo es grande. Ello significaría una transformación de energía de presión en energía cinética y térmica, por lo que se provocaría una caída de presión en la cámara de aspiración. En esta cámara se produce una depresión durante el proceso de aspiración y esa depresión aumentaría provocando desgastes por abrasión. De esta manera terminaría averiándose la bomba.

- **Bomba de engrane interno.**

Esta bomba también es de desplazamiento constante, tiene un miembro rotatorio o rotor que gira en contra de las manecillas del reloj impulsado por el engrane conductor que es el que recibe directamente el giro proporcionado por el motor. Además uno de los componentes de esta bomba es un elemento en forma de media luna que se encarga de formar un sello entre la cámara de succión y la cámara de descarga. El margen de velocidad en el que funciona este tipo de bomba es entre 500 a 3,500  $\frac{rev}{min}$  con volúmenes de expulsión del orden de 4 a 250  $\frac{cm^3}{rev}$ . Puede trabajar en el rango de presiones nominales de entre 160 a 250 bar y puede entregar grados de eficiencia total de 0.80 a 0.91.



**Figura 5.5.** Bomba de engrane interno

- **Bomba rotor generador.**

También esta bomba se clasifica como de desplazamiento constante, ya que no ofrece la posibilidad de regular el volumen de expulsión, el cual es determinado por los espacios entre los dientes del engranaje.

El elemento interno es el que recibe el impulso del motor y este a su vez hace girar al elemento externo, produciéndose así los dos efectos que se requieren, succión y descarga.

La presión de trabajo de estas bombas queda limitada usualmente a cerca de 140 bar y pueden desplazar desde unos cuantos litros por minuto hasta cerca de 380 litros por minuto

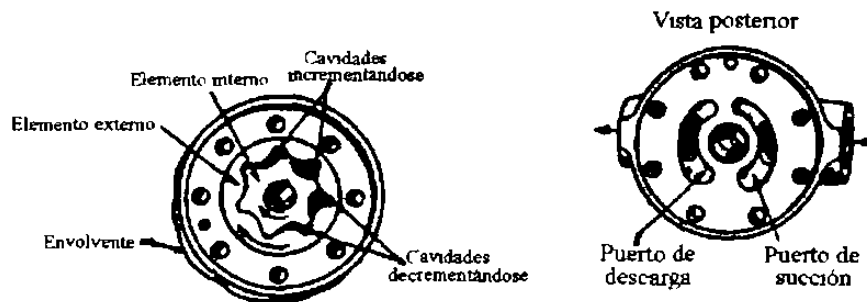


Figura 5.6. Bomba rotor generador

- **Bomba de aspas deslizantes o aletas celulares.**

Estas bombas tienen un número de aspas las cuales son libres de girar dentro y fuera de cavidades en el rotor de la bomba. Las aspas giran en una cámara ovalada y perforada. Fuerzas centrífugas mandan salir las aspas de sus cavidades cuando el rotor comienza a girar.

Puede trabajar con presiones nominales de 100 a 160 bar, con volumen de expulsión de 5 a 160  $\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$  y con rangos de giro de 960 a 3,000  $\frac{\text{rev}}{\text{min}}$ . Su grado de eficiencia total es de entre 0.80 a 0.93. Se pueden catalogar como bombas de accionamiento constante, ajustables o regulables.

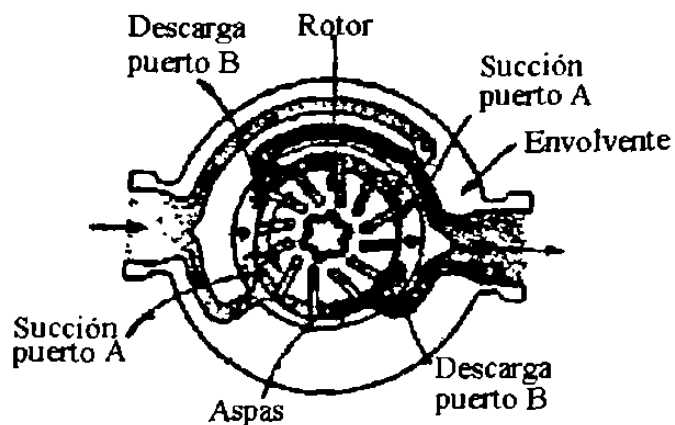


Figura 5.7. Bomba rotatoria de aspas deslizantes o aletas celulares.

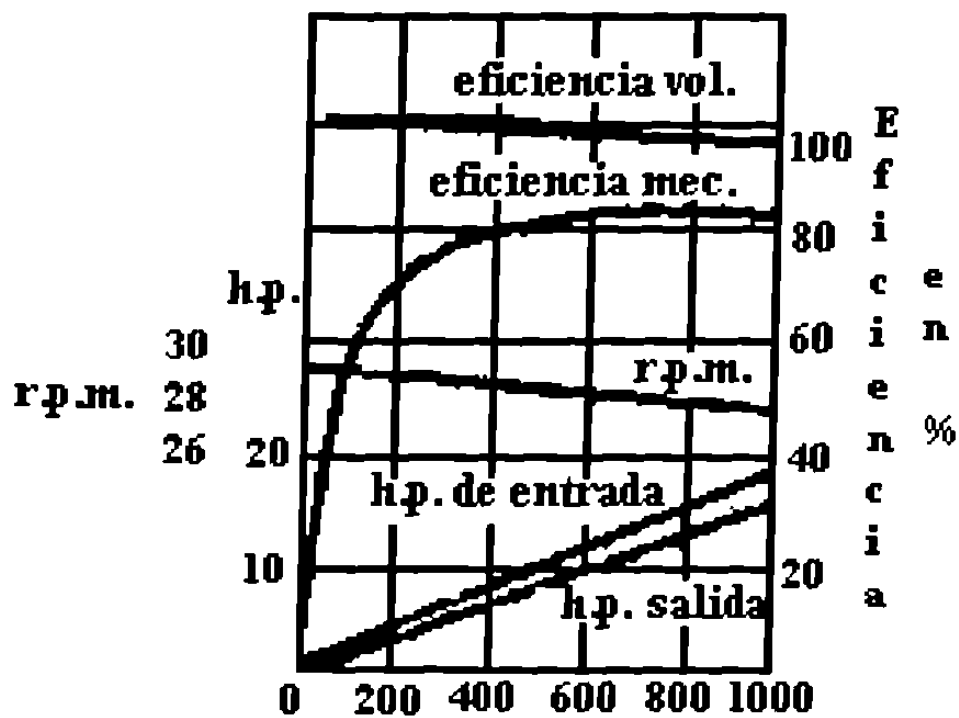
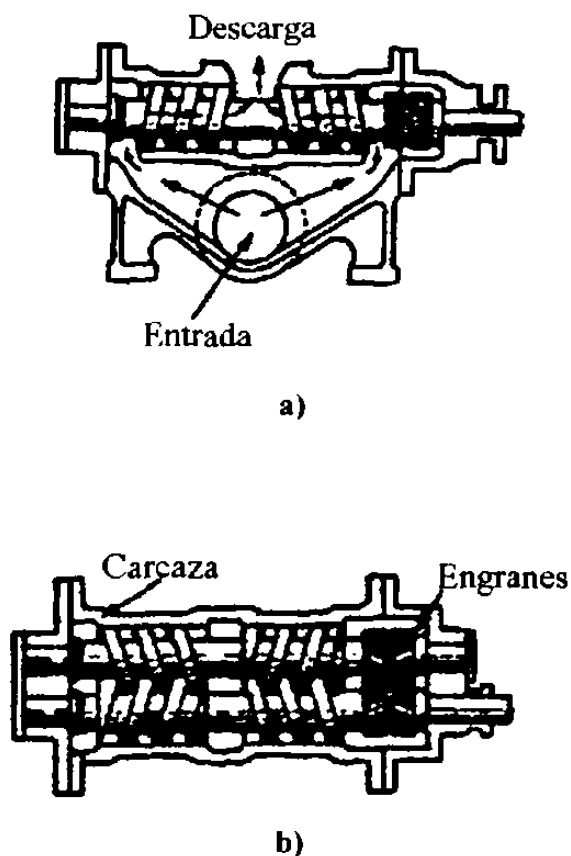


Figura 5.8. Curvas características de una bomba de aspas deslizantes.

- **Bomba helicoidal o de tornillo.**

Estas bombas tienen dos o más tornillos dentados para desarrollar la presión de descarga deseada. Uno de los tornillos está acoplado al motor para recibir su movimiento y este a su vez por medio de los engranes comunica su accionamiento al otro tornillo. El flujo se establece y fluye entre los tornillos y entre tornillos y carcasa hacia el centro de la bomba donde se realiza la descarga de fluido.

Las presiones nominales que maneja este tipo de bomba oscilan entre 25 a 160 bar y el volumen de expulsión es de 4 a 630  $\frac{cm^3}{rev}$ . Mientras que el rango de giro puede ser de 500 a 4,000  $\frac{rev}{min}$  y su grado de eficiencia total anda entre 0.70 a 0.84. Cabe agregar que este tipo de bombas se clasifica como de funcionamiento constante.



**Figura 5.9.** Bomba helicoidal a) Vista lateral

b) Vista superior

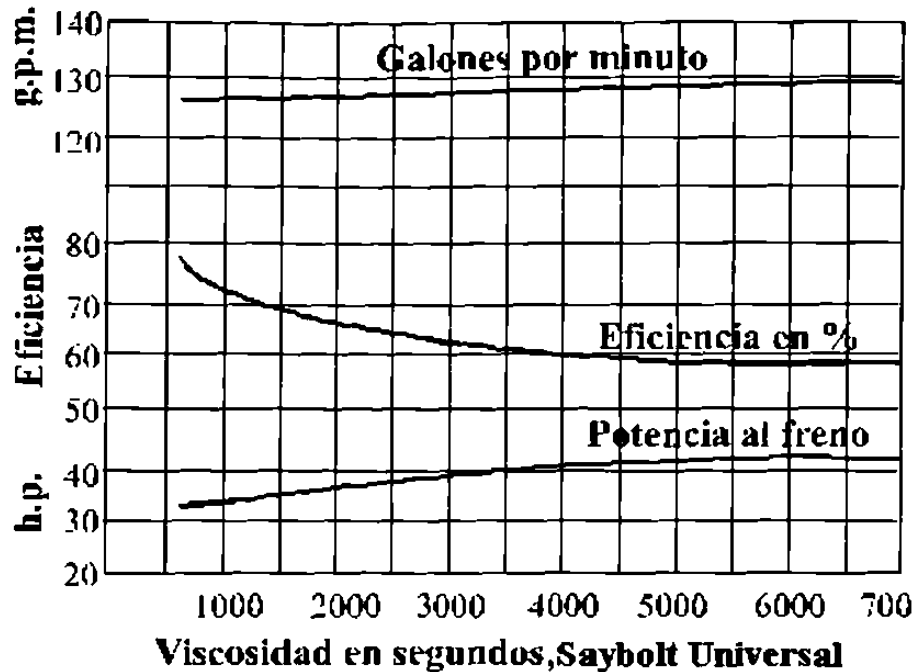


Figura 5.10. Curvas características de una bomba helicoidal

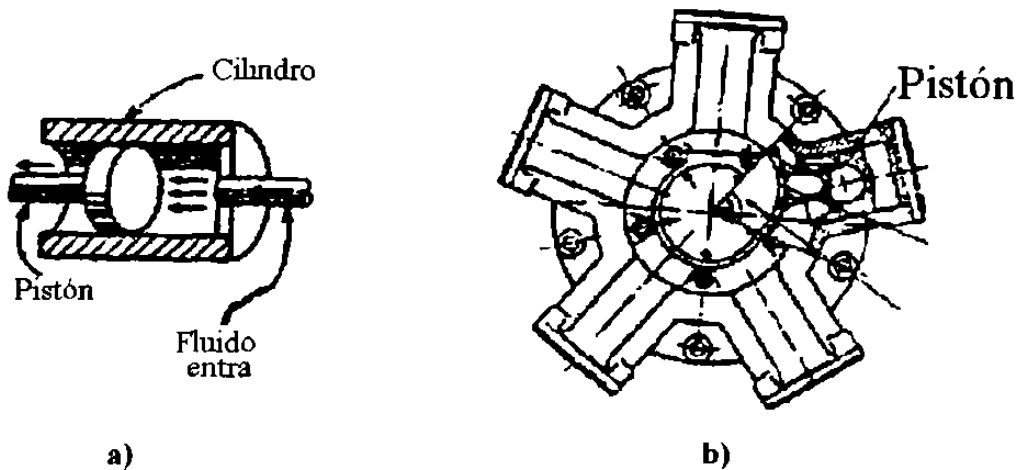
### 5.5.2. BOMBAS RECIPROCANTES.

Los tipos más populares son Piston Radial, Piston Axial, Duplex y Bombas Triplex

Estos tipos de bombas se clasifican como bombas de accionamiento constante, bombas ajustables o regulables. Su funcionamiento se basa en el efecto de succión que realiza el embolo dentro del cilindro al ir desplazándose en su carrera de admisión. Esta succión se produce por la diferencia en presión entre la atmósfera y el interior del cilindro de la bomba. Posteriormente se lleva a cabo la carrera en la que se produce la descarga de fluido, cabe mencionar que intervienen dos válvulas que actúan como válvulas check, una para la admisión y otra para la descarga.

Por ejemplo para la bomba de embolos axiales, el margen de revoluciones es de 750 a 3,000 su volumen de expulsion es de 25 a 800  $\frac{cm^3}{rev}$ , mientras que su presion nominal es de 160 a 320 bar y su grado de eficiencia total anda entre 0.80 y 0.92

En cambio la bomba de embolos radiales muestra los siguientes parametros de funcionamiento el rango de revoluciones es de 960 a 3,000  $\frac{rev}{min}$ , su volumen de expulsion es de 5 a 160  $\frac{cm^3}{ev}$ , su presion nominal varia de 160 a 320 bar y su grado de eficiencia total es de 0.90.



**Figura. 5.11.** Bombas reciprocantes

a) De pistón y cilindro

b) Bomba radial de piston

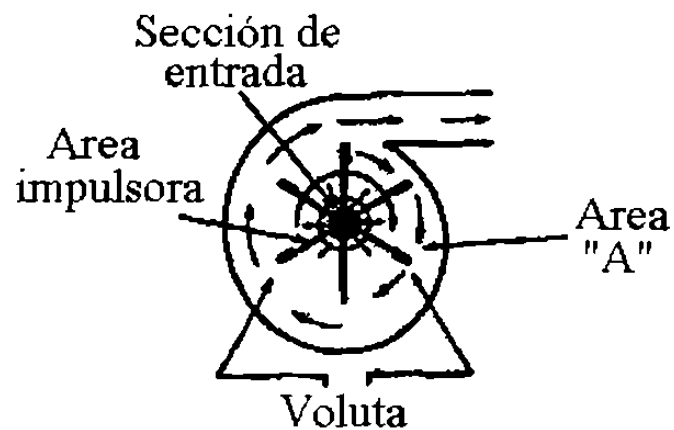
### 5.5.3. BOMBAS CENTRIFUGAS.

Bombas de este tipo son a menudo usadas en aplicaciones de potencia hidraulica donde grandes cantidades de fluido se necesitan para movimientos rápidos de los miembros de la maquinaria. En algunos casos, las bombas centrifugas son el origen unico

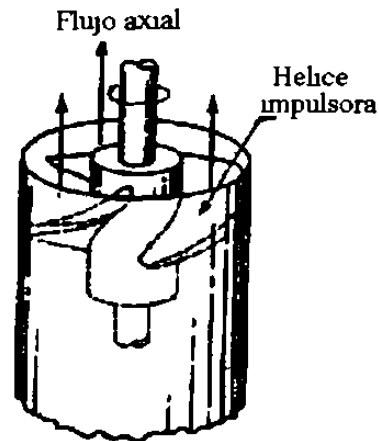


de potencia (como elevadores y algunos sistemas centrales de potencia operando a relativa baja presión) Son también ampliamente usadas para funciones auxiliares en sistemas hidráulicos (tal como fluido circulando a través de aparatos de enfriamiento o limpieza y también para sobrealimentar pistones grandes u otras bombas rotatorias)

Para producir presión, estas bombas dependen de las leyes básicas de inercia un cuerpo en reposo tiende a permanecer en reposo, y un cuerpo en movimiento tiende a continuar en movimiento con la misma velocidad y la misma dirección



**Figura 5.12.** Elementos básicos de una bomba centrífuga



**Figura 5.13.** Accion de una bomba de helice

## 5.6. MOTORES HIDRÁULICOS.

Se trata de elementos de trabajo (actuadores) Ellos transforman la energia hidraulica en energia mecanica y generan movimientos rotativos Si el movimiento rotativo se limita a determinados angulos, se trata de motores giratorios

Los motores hidraulicos tienen los mismos parametros caracteristicos que las bombas, aunque en el caso de los motores hidraulicos no se aplica el termino de volumen desplazado, utilizandose mas bien el de volumen absorbido Los fabricantes de motores hidraulicos indican este volumen en  $\text{cm}^3$  por giro, agregando la informacion sobre el regimen de revoluciones en el que el motor trabaja mas eficientemente El volumen de absorcion de motores hidraulicos se obtiene en base a las siguientes formulas

$$p = \frac{M}{V} \quad (5.4)$$

donde

$p$  = Presion (Pa)

$M$  - Par de giro (N · m)

$V$  = Desplazamiento geometrico (volumen de absorcion en  $\text{cm}^3$ )

El caudal volumetrico que necesita el motor es calculado en base al volumen de absorción y las revoluciones deseadas

### Ejemplo 5 2

Un motor de  $10 \text{ cm}^3$  de volumen de absorcion (V) ha de funcionar con 600 revoluciones (N) por minuto. ¿ Que caudal volumetrico (Q) necesita el motor?

Solucion

Usando la ecuacion (5 1)

$$Q = 10 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 600 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$Q = 6,000 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 6 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \text{ o } \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Ello significa que la bomba tiene que transportar  $6 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$  para que el motor gire a 600 revoluciones por minuto

### Ejemplo 5 3

Un motor con una capacidad de absorcion de  $V = 12.9 \text{ cm}^3$  es accionado con un caudal de transporte  $Q = 15 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$ . Con las revoluciones respectivas, el par de giro es de  $M = 1 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Calcule las revoluciones (N) y la potencia (P)

Calcule el par de giro suponiendo que el motor es frenado fuertemente, creandose una presion de 140 bar

Datos tecnicos

$$Q = 15 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$M = 1 \text{ N m}$$

$$V = 12.9 \text{ cm}^3$$

Calculo de las revoluciones (N)

Usando la ecuacion (5.1) y sustituyendo los valores de Q y V

$$Q = N V$$

$$N = \frac{Q}{V}$$

$$N = \frac{15 \text{ dm}^3/\text{min}}{12.9 \text{ cm}^3}$$

$$N = \frac{15 \text{ dm}^3/\text{min} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{10^3 \text{ dm}^3}}{12.9 \text{ cm}^3 \left( \frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cm}^3} \right)}$$

$$N = 1,162.79 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

como

$$1 \text{ m} = 10 \text{ dm}$$

$$1 \text{ m}^3 = 10^3 \text{ dm}^3$$

$$1 \text{ m} = 100 \text{ cm}$$

$$1 \text{ m} = 10^6 \text{ cm}^3$$

Calculo de la potencia (P) expresada en vatios

Formula para calcular la potencia mecanica del motor hidraulico

$$P = \omega M \quad (5.5)$$

donde

$\omega$  - Velocidad angular

$$\omega = 2\pi N \quad (5.6)$$

Por lo tanto la ecuacion de potencia (5 5) queda de la siguiente forma cuando se sustituye la ecuacion (5 6) de velocidad angular

$$P = 2\pi NM \quad (5 7)$$

Sustituyendo valores de  $N$  y  $M$  queda

$$P = 2\pi \left( 1,162 79 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) (1 \text{ N m}) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)$$

$$P = 121 767 \frac{\text{N m}}{\text{s}}$$

como

$$1 \frac{\text{N m}}{\text{s}} = 1 \text{ watt}$$

$$P = 121 77 \text{ W}$$

Calculo del par de giro con maxima presion de entrada

$$P_{\text{max}} = 140 \text{ bar}$$

Usando la ecuación (5 4) y despejando  $M$

$$P = \frac{M}{V}$$

$$M = pV$$

$$(140\text{bar})(12.9\text{cm}^3)$$

como

$$1\text{bar} = 10^5 \text{Pa}$$

$$(140\text{bar}) \left( 10^5 \frac{\text{Pa}}{\text{bar}} \right) (12.9\text{cm}^3) \left( \frac{1\text{m}^3}{10^6\text{cm}^3} \right)$$

$$= 1806 \text{Pa m}^3$$

como

$$1\text{Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$1806 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{m}^3$$

$$M = 1806 \text{N m}$$

En estos calculos no se tomo en cuenta el grado de eficiencia mecanico e hidraulico ni tampoco el grado de eficiencia volumetrico

## 5.7. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES HIDRÁULICOS.

Los motores hidraulicos tienen basicamente las mismas caracteristicas constructivas que las bombas hidraulicas. Se clasifican de la siguiente manera

- Motores de accionamiento constante Volumen de absorcion constante
- Motores regulables Volumen de absorcion regulable

Estos tipos basicos se clasifican por su parte como sigue

- Motores de accionamiento constante Motor de engranajes exteriores, de engranajes interiores y de engranaje celular

- Motores ajustables o regulables
- Motores de aletas celulares De fuerza interior, de fuerza exterior
- Motores de piston De embolo radial, de embolo axial

# CAPÍTULO 6

## ACTUADORES HIDRÁULICOS

### 6.1. TIPOS DE ACTUADORES HIDRÁULICOS.

Los actuadores hidráulicos se clasifican en una amplia variedad de tipos, según el uso que se requiera se puede seleccionar el más adecuado para satisfacer los requerimientos de un sistema hidráulico. El movimiento que realiza un actuador puede ser lineal, de giro ilimitado o de giro limitado, por lo tanto una clasificación de los actuadores hidráulicos sería la siguiente:

- Cilindros hidráulicos (de accionamiento lineal)
- Motores hidráulicos (de accionamiento rotativo)
- Motores giratorios (de accionamiento rotativo que se limita a determinado ángulo)

Todos los actuadores hidráulicos son elementos de trabajo que transforman energía hidráulica en energía mecánica.



## 6.2. CILINDROS HIDRÁULICOS.

Los cilindros hidraulicos se clasifican en los dos siguientes tipos basicos:

- Cilindros de simple efecto
- Cilindros de doble efecto

Son ampliamente usados en sistemas hidraulicos industriales. Estos cilindros son también llamados **Motores lineales y motores reciprocantes**. El cilindro hidraulico usual consiste de un tubo circular, sellos en ambos extremos, en el cual un piston y su biela o vastago se mueven. La biela del piston se proyecta a través de uno u otro, o ambos extremos del cilindro. La filtracion de fluido fuera del cilindro alrededor de la biela del piston es controlado por un sello usualmente contenido en el envase. Un cilindro hidráulico transforma el flujo de fluido presurizado en un empuje o tiro de la biela del piston.

### 6.2.1. PISTONES DE SIMPLE EFECTO.

Note en la figura 6.1 que el piston teniendo solo un diametro dentro del cilindro, es empujado hacia arriba por la presion del fluido para aplicar la fuerza. El piston se mueve fuera del cilindro, a traves del sello del envase, el fluido que pudiera escapar es evitado por el empaque en el envase. El diametro del piston determina la fuerza desarrollada cuando la presion del fluido se mantiene constante. Cuando la presion del fluido es reducida o relajada en el cilindro, el piston puede ser retirado por una fuerza externa, como se muestra en la figura 6.1. El fluido del cilindro puede ser drenado a un tanque u otra area de baja presion. La fuerza retractil puede ser gravedad, un resorte mecánico, o pistones auxiliares de pequeño diametro.

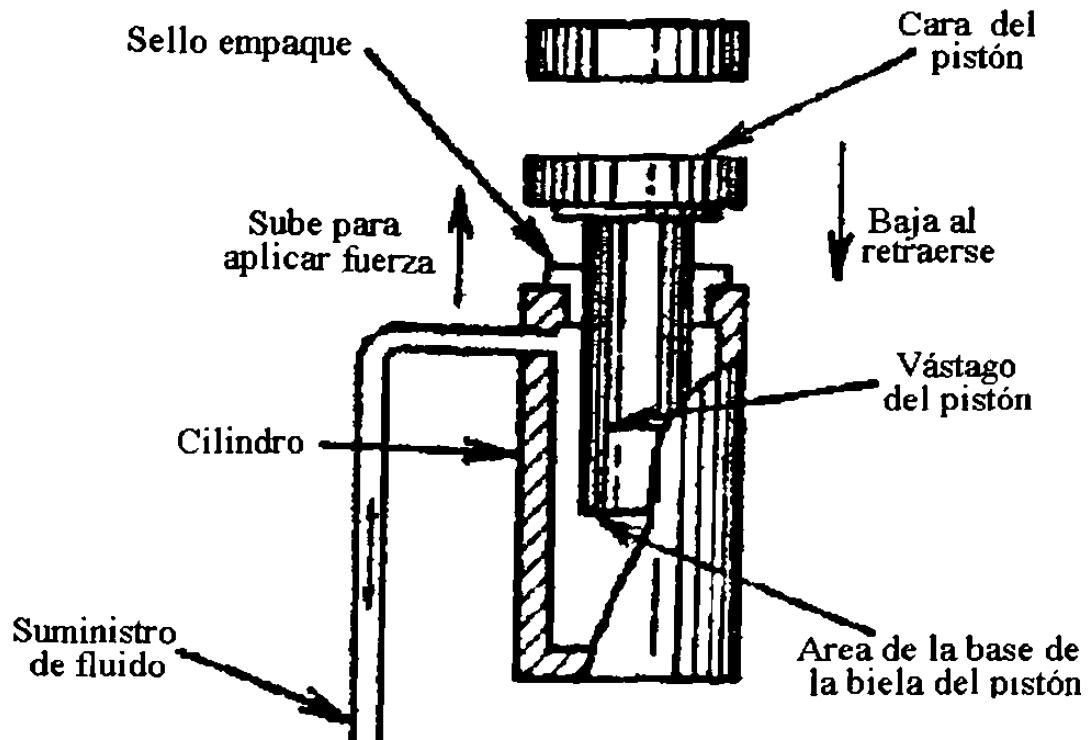
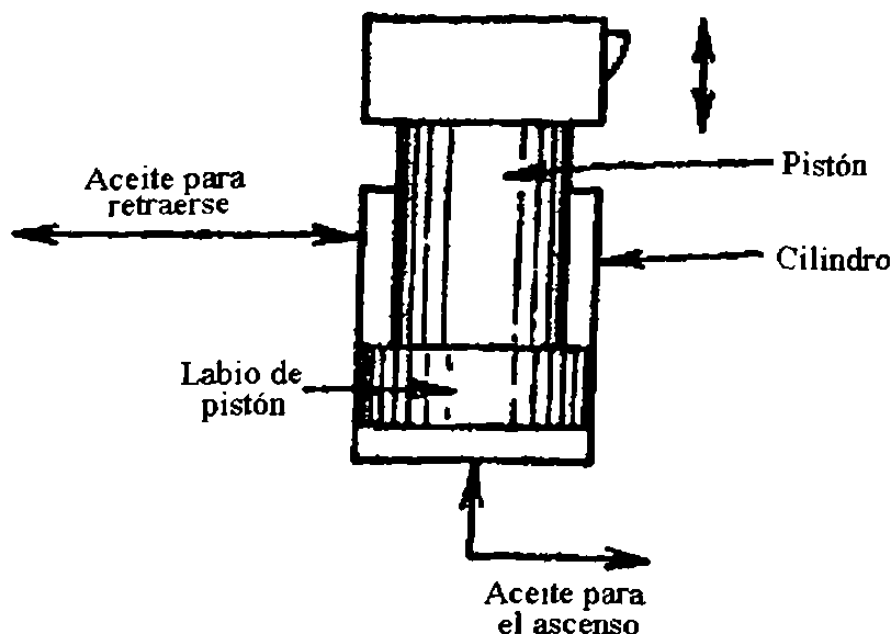


Figura 6.1. Pistón de simple efecto

### 6.2.2. PISTONES DE DOBLE EFECTO.

Un pistón de doble acción es aquel en el cual ambas carreras (avance y retroceso) de fuerza son producidas por fluido presurizado, entonces el fluido presurizado levanta el pistón de la figura 6 2 para aplicar fuerza, y lo baja para retirar el pistón y reducir fuerza. El fluido es admitido a la parte superior del cilindro, forzando al pistón a bajar. Durante la aplicación de la fuerza, mientras el pistón está subiendo, el fluido arriba del labio del pistón puede ser reducido al drenar hacia afuera el que está en la parte superior del cilindro. Mientras el pistón desciende el fluido será desalojado al drenarlo de la parte baja del cilindro. El labio es fijado en el pistón durante su fabricación. Note que el área del labio sobre el cual la presión del fluido actúa durante la carrera de descenso es considerablemente menor que el área de la base del pistón. Esta reducción de área es satisfactoria porque el pistón no aplica una fuerza sobre la carrera de descenso.



**Figura 6.2.** Pistón de doble efecto.

### 6.2.3. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

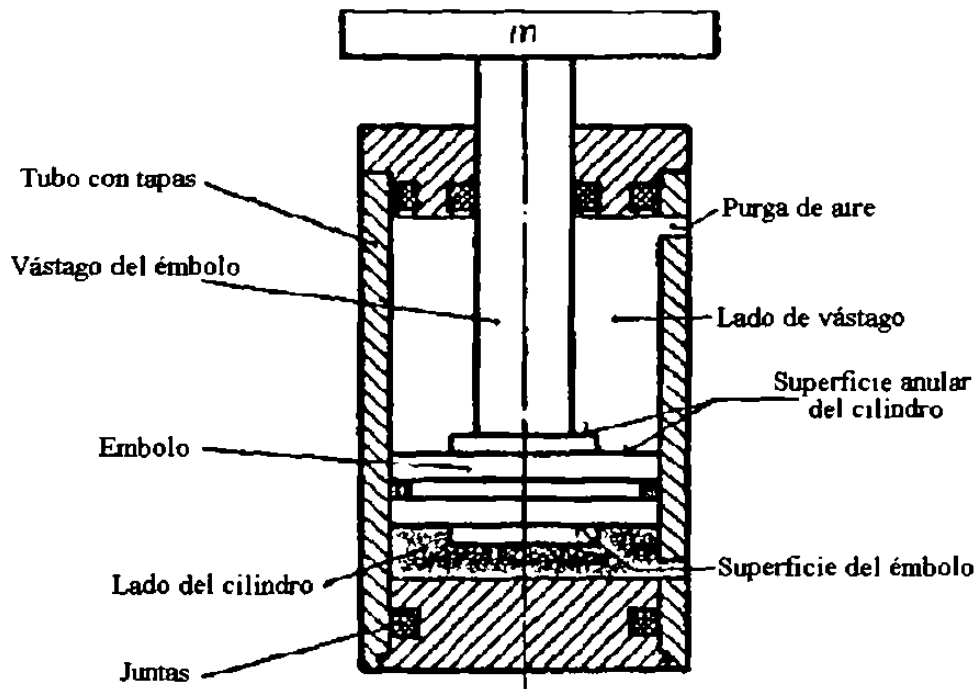
En los cilindros de simple efecto, la presión solo actúa sobre el émbolo. En consecuencia, el cilindro solamente puede trabajar en un sentido. Estos cilindros funcionan de la siguiente manera:

El fluido sometido a presión entra en la cámara del lado del émbolo. En el émbolo se forma una presión por efecto de la fuerza contraria (carga por peso). Una vez superada esta fuerza, el cilindro avanza hasta el final de la carrera.

Durante el movimiento de retroceso, la cámara del lado del émbolo está conectada con el depósito a través de la tubería y la válvula de vías, mientras que el conducto de presión está bloqueado por la válvula de vías. El retroceso se produce por el propio peso, por la acción de un muelle o por efecto de una fuerza externa. Estas fuerzas (pesos)

tienen que superar la fricción dentro del cilindro y en las tuberías y las válvulas, y tienen que desplazar el fluido hacia el conducto de retorno

El montaje de los cilindros de simple efecto se rige por los siguientes criterios



**Figura 6.3.** Cilindro de simple efecto

- Montaje vertical Si el retroceso del cilindro se produce por efecto de fuerzas externas (Hay excepciones )
- Montaje Horizontal Tratandose de cilindros de simple efecto con retroceso por muelle

#### **6.2.4. CILINDROS DE DOBLE EFECTO.**

Se muestran en la figura 6 3 El cilindro de doble accion esta construido para que la carrera en una u otra direccion sea producida por la presion del fluido Puesto que el vastago del piston se extiende hasta el final del cilindro, un sello es necesario para prevenir fugas del fluido. Si se desea un cilindro de doble accion puede ser arreglado para que haga trabajo en una u otra o ambas de sus carreras

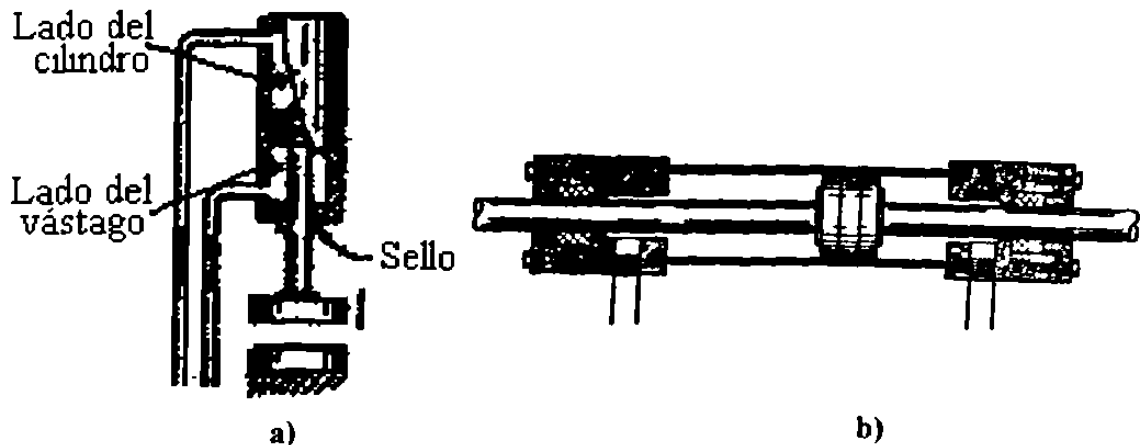
La figura 6 4 (b) muestra otro tipo de cilindro de doble acción Esta unidad de un cilindro de doble vastago, tiene vastagos los cuales se extienden a traves de ambos extremos del cilindro Cuando el piston se mueve en una u otra direccion, ocasionan que ambos vastagos se muevan porque estan firmemente unidos al piston

El trabajo puede ser entregado por uno u otro vastago o por ambos vastagos La velocidad del movimiento del vastago sera el mismo en una u otra direccion del recorrido cuando iguales cantidades de fluido son conducidos a uno u otro lado del cilindro

Al avanzar el cilindro debera tenerse en cuenta que el aceite ubicado en el lado del embolo necesariamente tiene que descargar por los tubos hacia el deposito Durante el retroceso del cilindro, el aceite fluye hacia la camara del lado del vastago El cilindro retrocede, con lo que el aceite es desplazado de la camara del lado del embolo

En los cilindros de doble efecto con vastago simple, las fuerzas y las velocidades son diferentes durante el avance y retroceso aunque el caudal volumetrico sea el mismo, puesto que las superficies son diferentes (superficie del embolo y superficie anular del embolo)

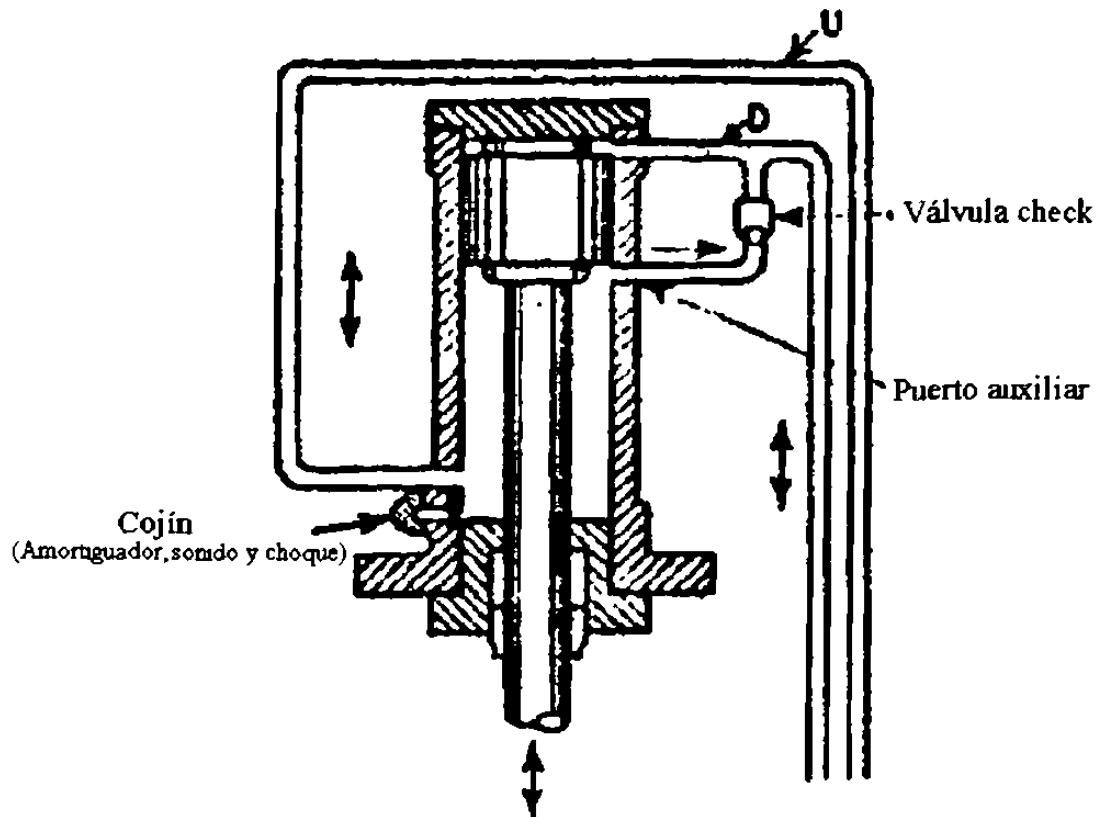
La velocidad del retroceso es mayor, ya que si bien el caudal volumetrico es el mismo, la superficie activa durante el retroceso es mas pequeña que durante el avance. En este sentido, se aplica la formula (5.3)



**Figura 6.4.** Cilindros de doble efecto  
 a) De doble acción  
 b) De doble vástago

### 6.2.5. CIRCUITO DE BYPASS INTEGRADO.

El cilindro en la figura 6.5 tiene un circuito de **bypass** integrado para limitar su carrera de subida. Cuando el pistón sube a su máximo punto en su recorrido hacia arriba, el fluido pasa a través del puerto auxiliar hacia la válvula check. Después de pasar a través de la válvula check, el fluido entra en la línea que alimenta al cilindro. Cuando empieza el descenso del émbolo, la válvula check evita que el fluido que entra al cilindro por **D** se vaya por esa rama de la check. En la base del cilindro se provee de un cojín o amortiguador de fluido para evitar sonidos o choques en la base al final de la carrera de descenso.



**Figura 6.5.** Cilindro con circuito de Bypass integrado

### 6.2.6. CILINDRO TELESCOPICO.

La figura 6 6 muestra una serie de pistones en un ensamble telescópico para proveer una carrera relativamente larga. Este ensamble es usado en camiones de volteo. El pistón A en este cilindro proporciona una fuerza grande para el comienzo de la acción sobre la carga o levantamiento de un peso. (En cualquier camión de volteo una gran fuerza es requerida para comenzar la elevación de la carga antes de que la descarga comience). Como la fuerza requerida decrece y el pistón A llega al fin de su carrera, el pistón B comienza a moverse, inyectando la fuerza pequeña que se necesita para alzar la carga, el pistón C entonces se mueve hacia afuera para finalizar la elevación y función de descargar.

la tierra, carbon, etc. Estos tres pistones pueden ser retractados por gravedad o por un fluido a presión actuando sobre el labio de cada pistón

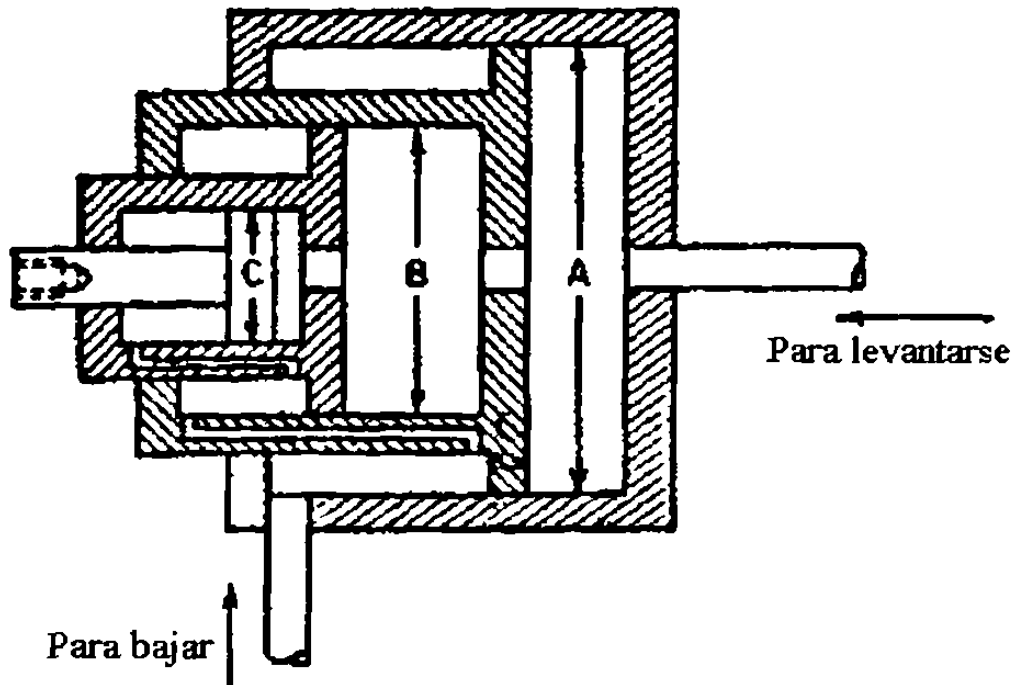


Figura 6.6. Cilindro telescópico

### 6.3. MOTORES HIDRÁULICOS (DE ACCIONAMIENTO ROTATIVO).

Los motores hidráulicos, también llamados hidro-motores, al igual que los cilindros, son elementos de accionamiento controlados por válvulas. Los motores también transforman la energía hidráulica en energía mecánica, aunque con la diferencia que producen movimientos giratorios o basculantes.



Otro nombre con que se conoce a este tipo de motores es motor hidraulico de giro ilimitado porque puede mantener su rotacion a N revoluciones por minuto, mientras sea alimentado hidraulicamente

### **6.3.1. EL PRINCIPIO EN EL CUAL SE BASA EL MOTOR DE ÉMBOLOS AXIALES.**

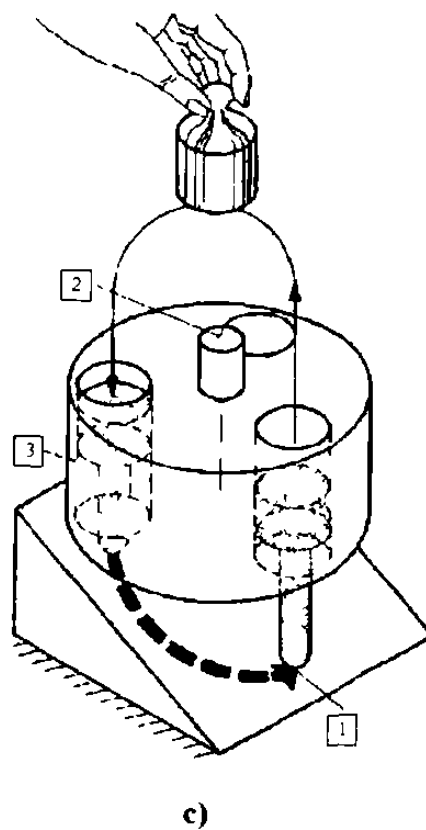
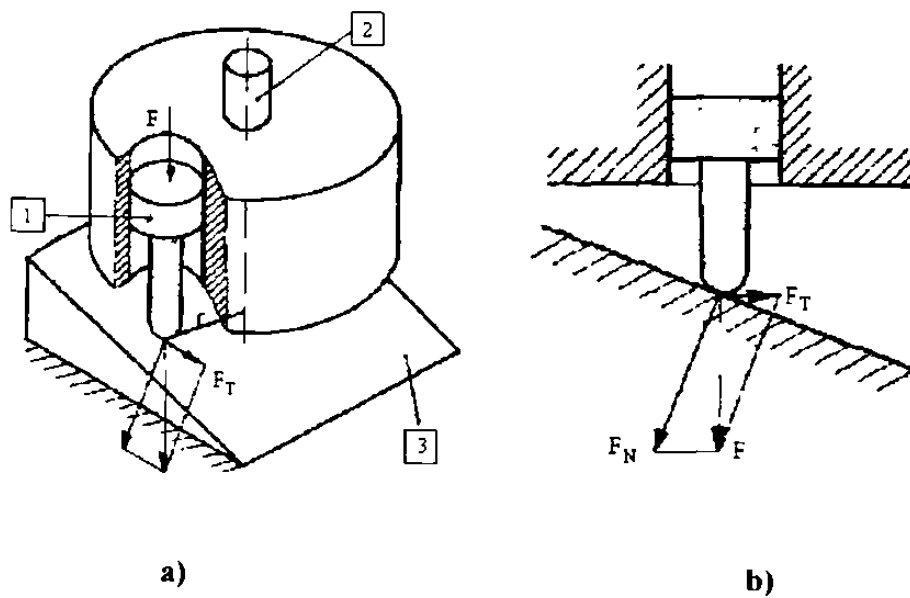
El modelo del motor de embolos axiales con disco inclinado funciona con un plano inclinado fijo (3) y el embolo axial (1) desplazable en un tambor giratono (2) Ver figura 6 7 (a)

La fuerza  $F$  (en el modelo representado como pesa) se descompone en una fuerza  $F_n$  que actua perpendicularmente al plano inclinado y en una fuerza tangencial  $F_t$  Ver figura 6 7 (b)

La fuerza  $F_t$  actua a la distancia del radio  $r$  del centro del modelo y produce, con ello un momento de giro.

$$M_d = F_t r \quad (6.1)$$

El tambor obliga al embolo a deslizarse por el plano inclinado en una via circular. Al mismo tiempo, el tambor se pone en movimiento de rotacion



**Figura 6.7.** Modelo del motor de embolos axiales con plano inclinado

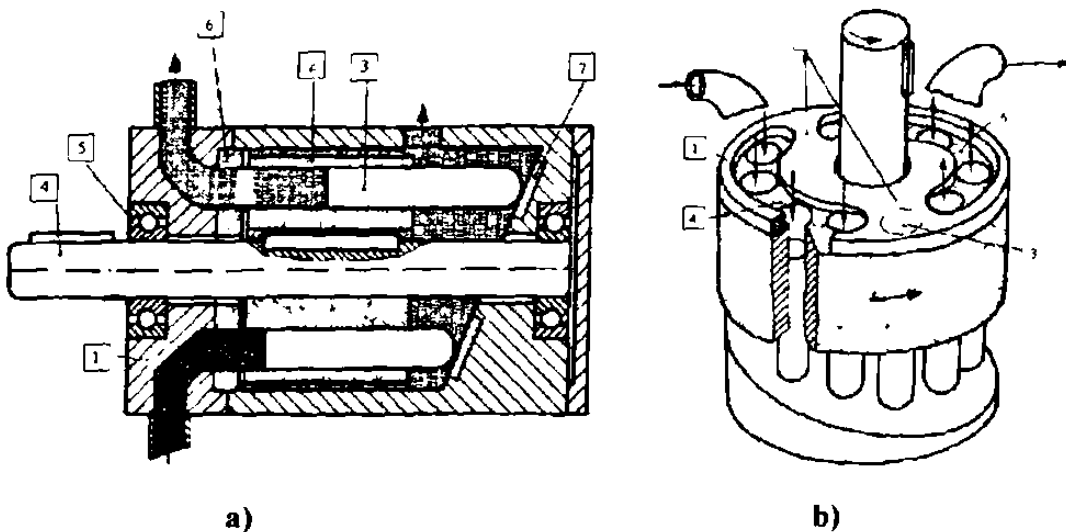
Del eje de salida de fuerza, firmemente sujeto al tambor, puede tomarse un momento de giro. Para conseguir en dicho eje (2) un momento de giro lo más alto posible y un giro uniforme, en el tambor (3) hay dispuestos varios émbolos axiales. Ver figura 6 7 ( c )

Al llegar uno de los émbolos axiales, por el efecto de la pesa , al punto muerto inferior (1), hay que retirar de nuevo la pesa y colocarla sobre el embolo siguiente. Así, el giro es continuo

El sentido de giro puede invertirse de un modo muy sencillo, convirtiendo la zona de retorno en zona de presión y esta en zona de retorno. Ello puede demostrarse fácilmente cambiando correspondientemente de lugar la pesa.

- **Construcción de motor de émbolos axiales con disco inclinado.**

El motor de embolos axiales con disco inclinado consta de los siguientes componentes. Ver figura 6 8 (a)



**Figura 6.8** Motor de embolos axiales con disco inclinado

- **Funcionamiento del motor de émbolos axiales con disco inclinado.**

Para separar la entrada de la salida se necesita un disco de mando (3) A lo largo de este se desliza el tambor rotatorio con sus cilindros. Para obtener el momento de giro deseado es necesario que varios embolos axiales actuen en conjunto. Ello es posible gracias a la configuracion reniforme de una presion (4) en el disco de mando Gracias a estas aberturas reniformes, en el motor hidráulico representado reciben el liquido a presion cuatro de los nueve émbolos axiales Otros cuatro están comunicados con el deposito y el noveno se encuentra en el punto muerto inferior (1) Ver figura 6 8 (b)

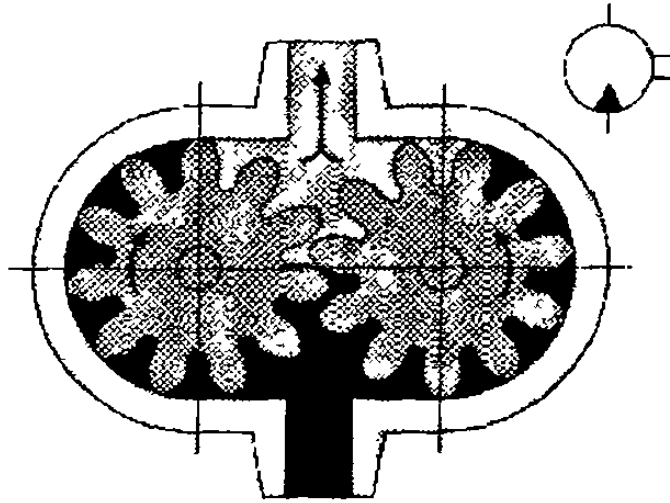
En todo momento se dispone, de un momento de giro efectivo, con el objeto de garantizar tambien el giro uniforme del eje de salida de fuerza aunque sea sometido a carga

Despues de pasar la zona de presion y la llamada zona de recubrimiento (2) en el punto muerto inferior (uno de los émbolos axiales queda separado del lado de presion y tambien del lado de retorno), los embolos axiales pasan por el movimiento de giro a la zona de retorno (5), que es tambien una abertura reniforme en el disco de mando Por esta, el liquido regresa al deposito

### **6.3.2. MOTOR HIDRÁULICO DE ENGRANES.**

Tal como se menciona en el capítulo 5, las bombas y los motores hidráulicos tiene los mismos parametros caracteristicos y principios de funcionamiento semejantes, claro haciendo mencion de las diferencias que ya se estudiaron antes

Inclusive los tipos y clasificación de ambos (bombas y motores hidráulicos) es semejante, como se puede apreciar en este otro caso



**Figura 6.9** Motor hidráulico de engranes

#### **6.4. MOTORES GIRATORIOS O DE ROTACIÓN LIMITADA.**

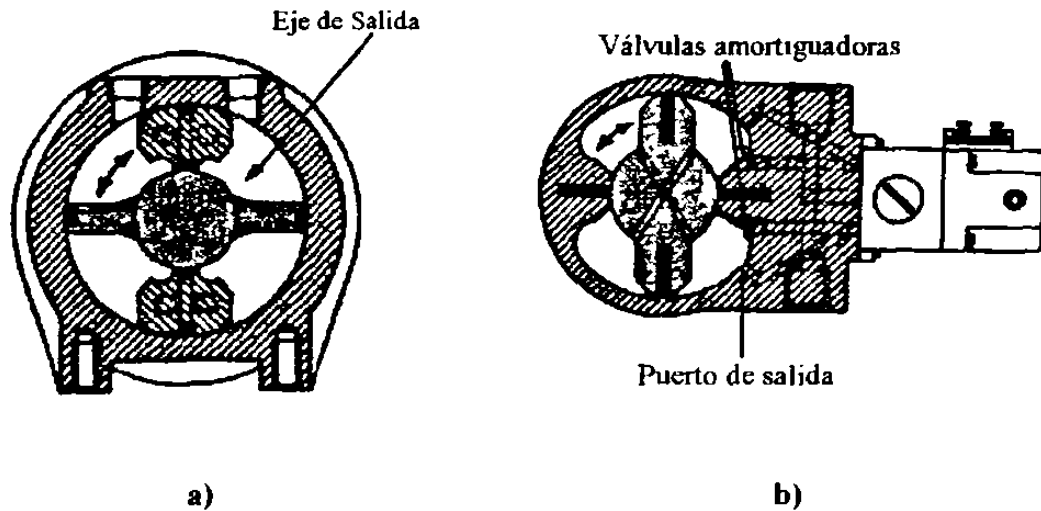
Este tipo de motores como su nombre lo indica queda limitado a realizar giros que normalmente son de menos de  $360^\circ$  de su eje motriz, de ahí su nombre de motor giratorio o de giro limitado

Algunos tipos de estos motores se ilustran a continuación

##### **6.4.1. MOTOR DE DOBLE ASPA DE GIRO LIMITADO.**

La figura 6 10 (a) muestra un actuador de este tipo Este rotor de doble aspa proporciona una rotacion de  $100^\circ$  de su eje Motores de aspa simple proveen  $280^\circ$  de rotacion de su eje En la figura 6 10 (b) se muestra como las valvulas amortiguadoras pueden desacelerar el rotor y prevenir el impacto al final de la carrera Cuando el flujo

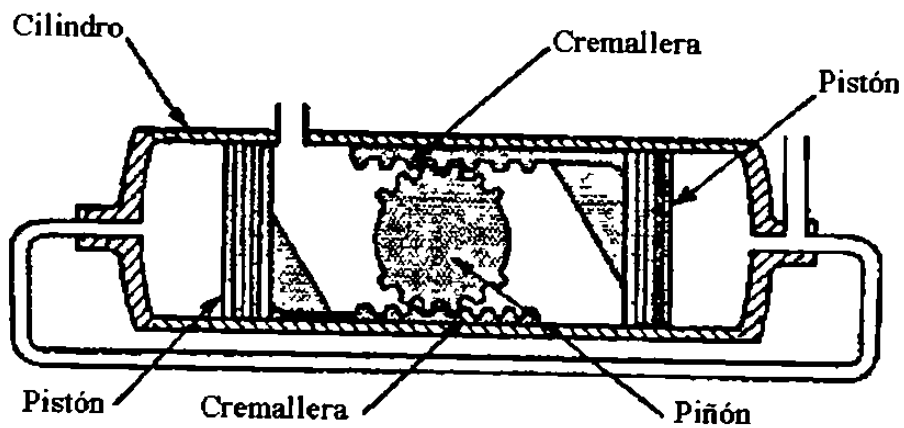
hacia el actuador es regresado, el fluido fluye a través de una válvula check para iniciar la rotación del motor en dirección opuesta



**Figura 6.10.** Motor de doble aspa giro limitado

#### 6.4.2. MOTOR CON PISTÓN DUAL Y CREMALLERA.

Alto torque puede ser producido por pistones grandes opuestos como se muestra en la figura 6 11 Cremalleras, internamente posicionadas por los pistones, engranan un engrane piñon en el centro del cilindro. Como los pistones se extienden y se retractan, hacen rotar al piñon engrane el cual esta acoplado al eje de salida. El fluido ademas de usarse para mover el rotor o actuador lubrica tambien la cremallera y el piñon



**Figura 6.11.** Motor de rotación limitada con pistón dual y cremallera

Este tipo de motor produce igual par torsional en ambas direcciones y además provee un aumento en la rotación.

# CAPÍTULO 7

## LIQUIDO A PRESIÓN, DEPÓSITO HIDRÁULICO Y ACUMULADORES HIDRÁULICOS

### 7.1. EL LIQUIDO A PRESIÓN.

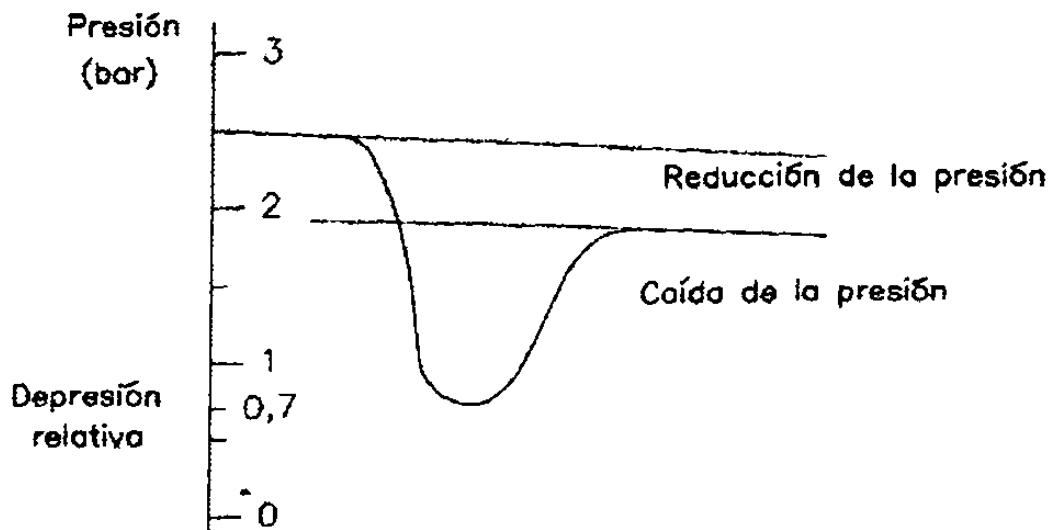
El liquido a presión tiene que satisfacer diversas tareas en una instalacion hidraulica

- Debe transmitir la energia hidraulica
- Se genera en la bomba hidraulica
- Se transforma en el cilindro o motor hidraulico
- Debe lubricar todas las piezas de una instalacion hidráulica (Cojinetes, superficies de deslizamiento, etc )
- Debe evitar que las piezas interiores moviles sean atacadas por la corrosion
- Debe evacuar suciedades, abrasion, etc
- Debe evacuar el calor



En cualquier instalacion hidraulica donde este presente un fluido hidraulico sometido a presion va a producir el efecto de cavitacion la cual consiste en la eliminacion de pequenias particulas de las superficies de los materiales En los elementos hidraulicos (bombas y valvulas), la cavitacion se produce en los perfiles agudos de los elementos de mando Esta destruccion del material se debe a picos locales de presion y a rapidos y fuertes aumentos de temperatura

Si en un segmento de estrangulacion aumenta la velocidad del caudal de aceite, aumenta la energia cinetica Esta energia cinetica implica una reduccion de la energia de presion De este modo puede provocarse una reduccion de la presion en una zona de estrangulamiento, llegando a producir una depresion A partir de una depresion de  $< -0,3$  bar se forman burbujas del aire que escapa del aceite



**Figura 7.1.** Caída de presión en la zona de estrangulamiento

Si a continuación vuelve a subir la presión a raíz de una reducción de la velocidad, el aceite invade repentinamente la zona ocupada por las burbujas de aire

Después del segmento de estrangulamiento, vuelve a subir la presión, las burbujas se rompen y entonces se produce la cavitación por las siguientes razones

- **Picos de presión:**

En el lugar en el que aumenta el diámetro se desprenden pequeñas partículas de la pared, provocando una fatiga del material y posiblemente, su destrucción. Este proceso de cavitación es acompañado por ruidos considerables

- **Combustión espontánea de la mezcla de aceite y aire:**

Al romperse las burbujas, el aceite las invade instantáneamente. Debido a la elevada presión, implicada en este proceso y por la consecuente compresión del aire, surgen temperaturas muy altas. De esta manera puede producirse una combustión espontánea de la mezcla de aceite y aire en las burbujas, similar a la que se puede observar en los motores de gasoleo (efecto diesel)

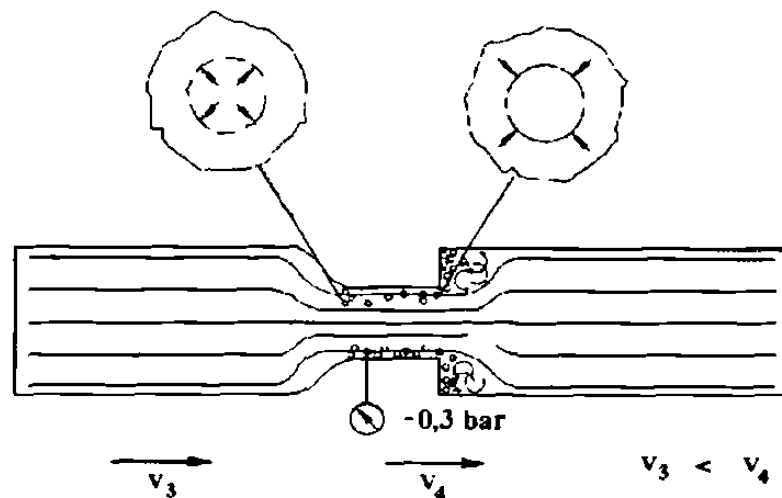


Figura 7.2. Cavitación

Existen diversas razones que explican la presencia de aire en el sistema hidráulico.

Los fluidos siempre contienen una determinada cantidad de aire. Bajo condiciones atmosféricas normales, los aceites hidráulicos contienen aproximadamente 9% en volumen de aire disuelto. No obstante, este porcentaje varía en función de la presión, la temperatura y del tipo de aceite. También es factible que penetre aceite aire en el sistema hidráulico desde fuera. Asimismo también es posible que el aceite hidráulico aspirado por la bomba ya contenga burbujas de aire debido a que las tuberías de descarga hacia el depósito no están debidamente colocadas o porque el aceite hidráulico no reposa durante el tiempo suficiente en el depósito o a causa de una insuficiente capacidad de segregación de aire del aceite.

En los segmentos de estrangulación, el coeficiente de Reynolds puede alcanzar un valor muy superior a 2,300 a causa de la disminución del diámetro del paso, lo que provoca un aumento de la velocidad del caudal, ya que el caudal volumétrico siempre es constante. De este modo se alcanza rápidamente la velocidad crítica, a partir de la cual el caudal cambia de laminar a turbulento.

Según la ley de energía, la energía total de un sistema siempre es constante. Esto significa que si la energía cinética aumenta a raíz de una mayor velocidad del caudal, necesariamente tiene que disminuir otra forma de energía. Se produce una transformación de energía de presión en energía cinética y en energía térmica. Debido al aumento de la velocidad del caudal, aumenta la fricción, lo que produce un calentamiento del fluido y un aumento de la energía térmica. Una parte del calor es cedida hacia el exterior. Al final del segmento de estrangulamiento, el caudal volumétrico vuelve a tener la misma velocidad de flujo que antes de dicho segmento. Sin embargo, la energía de presión ha disminuido en una cantidad equivalente a la energía térmica, lo que tiene como consecuencia una disminución de la presión detrás del segmento de estrangulamiento.

La reducción de la energía en los segmentos de estrangulamiento significa una pérdida de potencia. Estas pérdidas de potencia pueden cuantificarse midiendo la reducción de la

presión y el aumento de la temperatura. La reducción de la presión depende de los siguientes factores

- Viscosidad
- Velocidad del caudal
- Forma y longitud del segmento de estrangulamiento
- Tipo de caudal (laminar o turbulento)

Según la fórmula de Hagen-Poiseuille

$$Q = \alpha A_D \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (7.1)$$

En donde

$\alpha$  – Coeficiente de flujo

$A_D$  – Área del segmento de estrangulamiento en m

$\Delta p$  = Reducción de la presión en Pa

$\rho$  Densidad del aceite en  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Y pasando por alto las constantes, puede obtenerse la siguiente equivalencia simplificada

$$Q \approx \sqrt{\Delta p} \quad (7.2)$$

O sea que el flujo a través de un segmento de estrangulamiento es determinado por la diferencia de presiones

## 7.2. DEPÓSITO HIDRÁULICO.

Toda instalación hidráulica tiene un depósito. Este debe satisfacer diversas tareas: depósito de reserva, separador de líquido a presión y aire, evacuador de calor, portador de

una bomba incorporada o montada encima y del motor de accionamiento, así como placa base para diversas piezas de mando

Teniendo en cuenta las funciones que debe cumplir el depósito, se tendrán en cuenta las siguientes directrices generales

El tamaño del depósito dependerá de los siguientes factores

- Caudal volumétrico de la bomba
- Temperatura de trabajo y la temperatura máxima permisible del aceite
- Posible diferencia máxima del volumen del aceite al llenar o vaciar los elementos de consumo (por ejemplo cilindros, depósitos de aceite sometidos a presión)
- Lugar de la aplicación
- Período de circulación.

El volumen de aceite transportado por la bomba en un lapso de tres a cinco minutos sirve como criterio de referencia para determinar las dimensiones de los depósitos de sistemas hidráulicos estacionarios. Además debe preverse una reserva de aproximadamente 15% de aire para compensar las oscilaciones del nivel

Los depósitos utilizados en sistemas hidráulicos móviles son más pequeños por razones de espacio y de peso, en consecuencia, dichos depósitos no pueden asumir solos la función de refrigeración del sistema, por lo que es necesario recurrir a un sistema de refrigeración externo

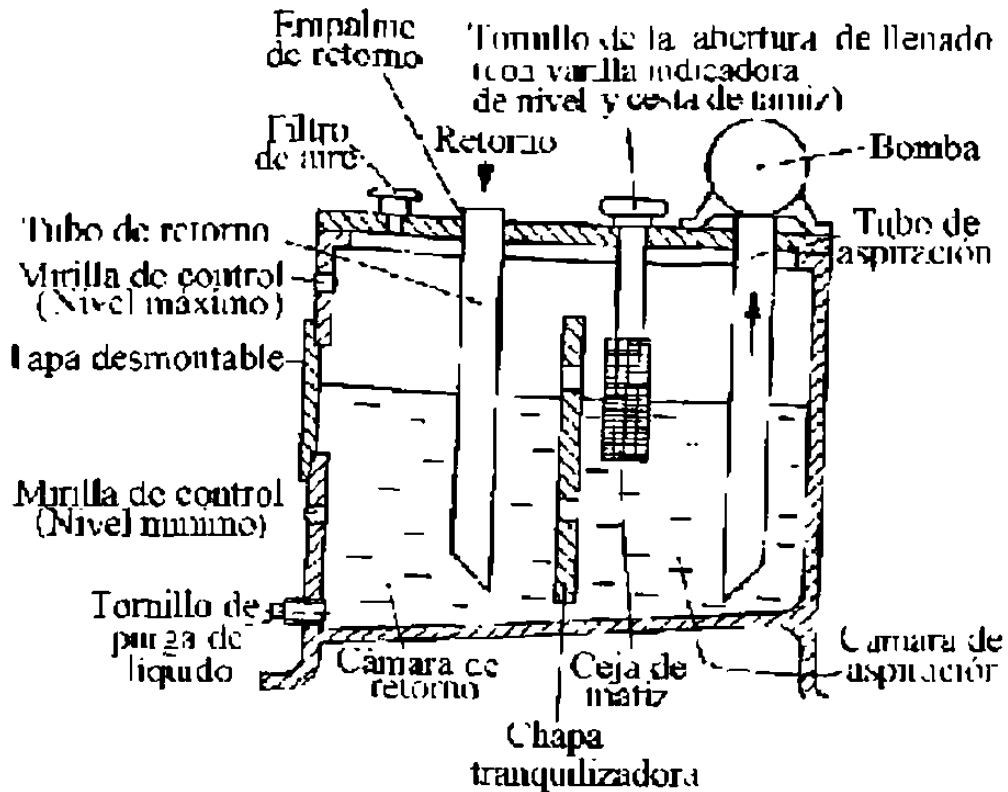


Figura 7.3. Depósito de aceite.

## FORMA DEL DEPÓSITO

Los depósitos altos son favorables para descargar el calor residual, mientras que los depósitos anchos lo son para la segregación del aire

## TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y RETORNO

Los extremos de estas tuberías deben estar lo más separados posible entre sí, y además, deben quedar sumergidos en el aceite por debajo de la marca del nivel mínimo

## **CHAPA DE AMORTIGUACIÓN Y DESVIACIÓN**

Esta chapa se encarga de separar la zona de aspiración de la de retorno de aceite. Además se encarga de que se prolongue el tiempo de reposo del aceite, lo que permite una segregación más efectiva de la suciedad, del agua y del aire.

## **CHAPA DE FONDO DEL DEPÓSITO**

Esta chapa debería estar inclinada hacia abajo en dirección del tornillo de evaluación para que sea factible drenar lodo y agua.

## **VENTILACIÓN Y EVACUACIÓN DE AIRE**

Cuando oscila el nivel de aceite, es necesario agregar o evacuar aire a modo de compensación. Con ese fin, el tornillo del orificio para llenado de aceite suele llevar incorporado un filtro de aire.

En los depósitos cerrados que se utilizan en sistemas hidráulicos móviles no se agrega o evacua aire. Ese tipo de depósitos están provistos de una vejiga pretensada con gas (nitrógeno). Por esta razón, estos depósitos ofrecen menos problemas de contaminación por entradas de aire y agua y de envejecimiento del aceite. La pretensión de la vejiga evita además que se le produzcan desgastes por abrasión en el conducto de aspiración ya que el depósito está sometido a presión.

### **7.3. ACUMULADORES HIDRÁULICOS.**

#### **OBJETIVO**

Si disminuye la presión, el acumulador debe poder suministrar líquido a presión al sistema hidráulico

#### **7.3.1. FUNCIONES QUE DESEMPEÑA:**

- \* Suministro auxiliar de caudal en caso de emergencia cuando falla la bomba por alguna perturbación, con el objeto de finalizar un proceso iniciado
- \* Mantener presión y compensar fugas
- \* Como amortiguador de puntas de presión en los procesos de conmutación
- \* Como amortiguador de vibraciones, para evitar ruidos molestos o para alisar el caudal con pulsaciones enviado por la bomba
- \* En sistemas hidráulicos, en los que el desarrollo de los trabajos exige brevemente un mayor caudal de líquido a presión. Con el acumulador se ahorra en este caso una bomba de mayor potencia, más grande y más cara, que se necesitaría para cubrir una alta pero breve necesidad. La bomba debe tener solo una potencia tal que pueda volver a llenar el acumulador en los tiempos de reposo
- \* Como alimentador de energía para circuitos pilotos de válvulas de conexión servopilotadas



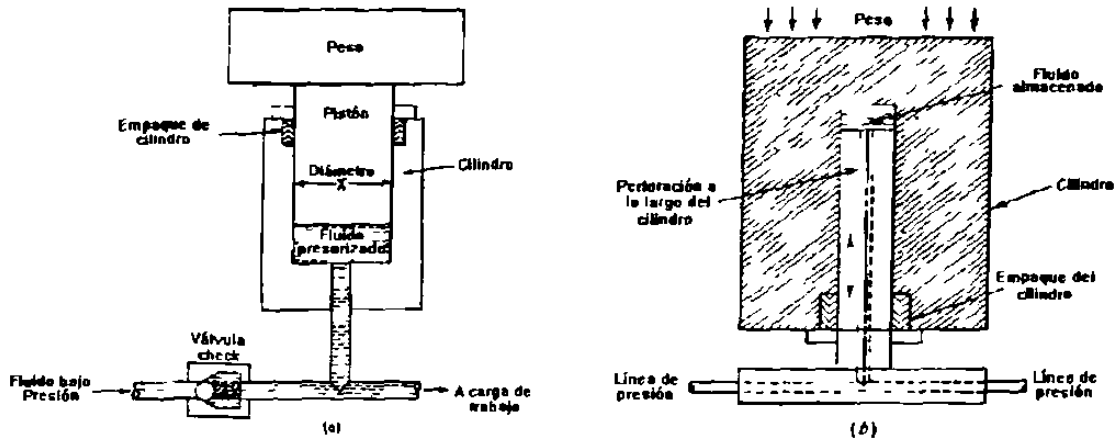
### **7.3.2. TIPOS DE ACUMULADORES:**

- De pesos muertos
- De resorte
- De gas (de piston, de diafragma, de bolsa)

Cada tipo tiene determinadas características que los hace convenientes para ciertas aplicaciones

### **7.3.3. ACUMULADOR DE PESOS MUERTOS O PESADO.**

Este (fig. 7.4 a) es el tipo de acumulador usado más antiguo. El acumulador consiste de un émbolo deslizándose dentro de un cilindro. El fluido bajo presión, usualmente de la bomba, entra al fondo del cilindro después de pasar a través de la válvula check. El fluido presurizado obliga al pistón a subir. Para prevenir la expulsión del émbolo fuera del cilindro, una pesa es colocada en la parte superior del émbolo. Este peso es escogido para ejercer una presión determinada sobre el fluido que entra al cilindro del acumulador. La presión ejercida por la pesa y émbolo, en kilogramos por centímetro cuadrado, puede encontrarse dividiendo la suma de los pesos del pistón y la pesa, en kilogramos, por el área del émbolo, en centímetros cuadrados, contactando al fluido.



**Figura 7.4** Acumuladores de pesos muertos

(a) con embolo

(b) con émbolo invertido

La fuerza ejercida sobre el fluido por el pistón es constante relativamente. A pesar de la posición del pistón, la presión del fluido en el cilindro es constante. La inercia del pistón ensamblado puede, sin embargo, causar que la presión del fluido exceda de la que resulta del peso bruto y el área del pistón. Entonces, si el pistón es bajado rápidamente y parado de repente por el fluido, la presión resultante aumenta súbitamente y puede ser varias veces la presión normal del acumulador.

En algunos acumuladores de este tipo, el pistón es fijado a una base (fig. 7.4 b) y el cilindro es el que se mueve. El fluido pasa hacia arriba o hacia abajo a través de un pasaje taladrado en el pistón. Cuando el fluido alcanza la parte superior de este conducto, entra a la cámara del cilindro donde es almacenado para uso futuro. Note que el cilindro en la fig. 7.4 (b) tiene paredes extremadamente gruesas. Estas paredes gruesas proveen el peso necesario para producir la presión deseada sobre el fluido. Las paredes gruesas también ayudan a contener el fluido en el cilindro, previniendo ruptura durante periodos de excesiva presión.

### 7.3.4. ACUMULADOR DE RESORTE CARGADO.

La figura 7 5 muestra un acumulador que usa la energía almacenada en un resorte para crear una fuerza constante sobre el fluido contenido en el pistón adyacente ensamblado. El uso de un resorte o resortes mecánicos producen algunas características que hacen a este tipo de acumulador diferente a otros.

La carga característica de un resorte es tal que la energía almacenada depende de la fuerza requerida para comprimir el resorte. La longitud (sin comprimir) libre del resorte representa cero energía almacenada.

Como el resorte es comprimido a la máxima longitud instalada, el valor de presión mínima del fluido en el pistón ensamblado es estabilizada. Un fluido bajo presión entra al cilindro del pistón, ocasionando que el resorte se comprima, la presión del fluido aumentará debido al incremento de la carga requerida para comprimir el resorte.

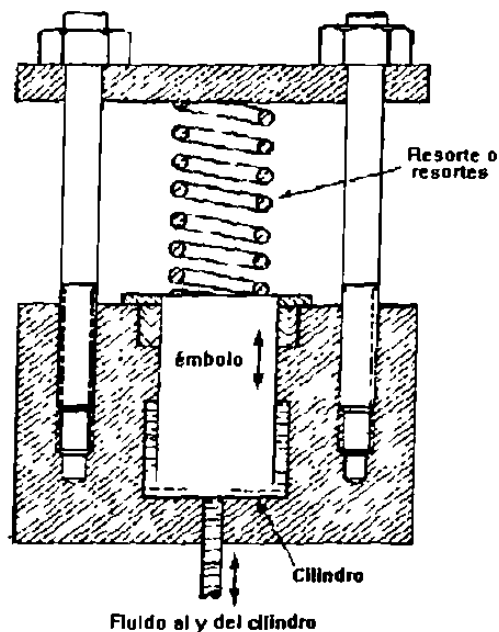
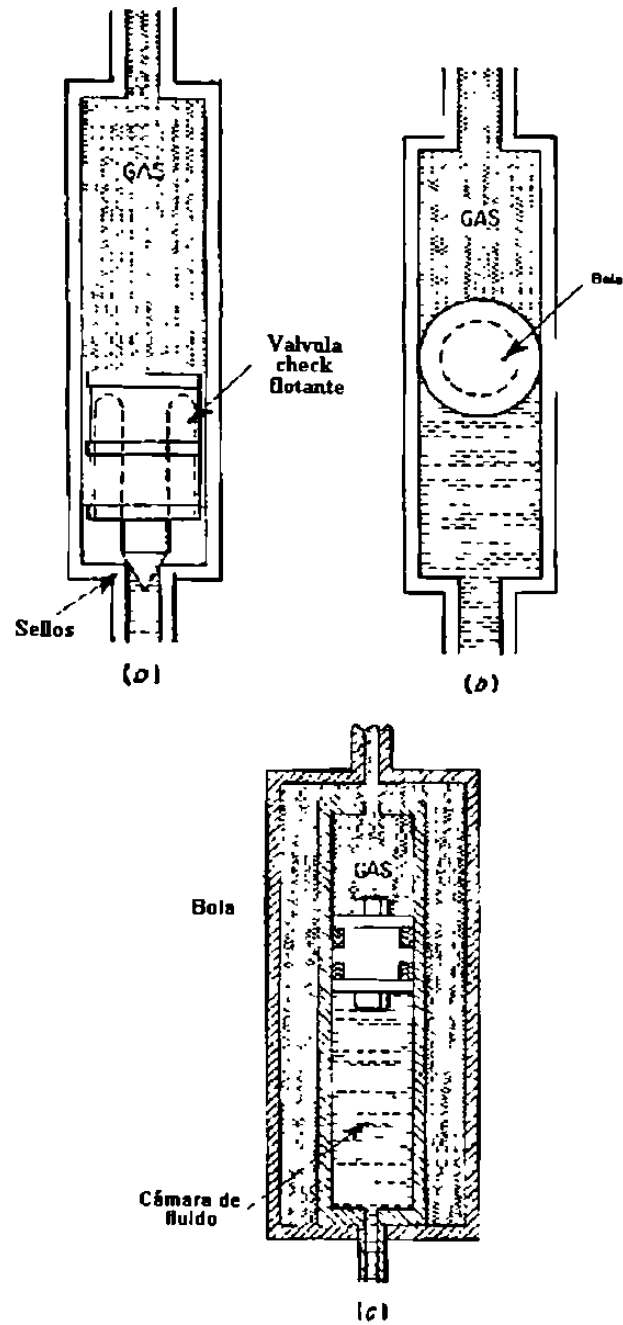


Figura 7.5. Acumulador de resorte

Este tipo de acumulador puede tener elementos de sujeción que detengan el embolo en caso de que la presión del fluido suba más allá de la capacidad de carga del resorte. El acumulador puede ser usado en la línea simplemente para agregar capacidad de flujo a una presión menor que la presión máxima, cuando un alto flujo puede ser necesitado. Una presión intermedia es seleccionada como descarga del acumulador porque el circuito quizás se diseñó para que un gran volumen de líquido a baja presión se necesite durante el arranque del ciclo de trabajo de una máquina en servicio. La carrera de trabajo puede estar a una alta presión y a muy baja velocidad. Es deseable que el acumulador pueda almacenar energía a una presión menor que la presión máxima de trabajo pero suficientemente alta que la presión requerida para mover la máquina rápidamente. Entonces suficiente energía estará disponible para exceder la resistencia de las fricciones durante el arranque y poner la masa de la máquina en movimiento.

### **7.3.5. ACUMULADOR CILÍNDRICO DE GAS.**

La figura 7.6 muestra varios tipos de acumuladores cargados de gas manufacturados en forma cilíndrica. La unidad en figura 7.6 (a) tiene una válvula check flotante. La check flota dentro de la columna de fluido. Este acumulador puede ser instalado en una posición vertical de tal forma que se encuentra separada la carga de gas y el líquido. Cuando el nivel de líquido alcanza una cierta predeterminada altura mínima, la check flotante se coloca en la posición del asiento. Esto previene pérdida de la carga de gas dentro del sistema. La tubería conectada a la entrada no necesita el dispositivo de protección asociado con los acumuladores de bolsa. Los acumuladores con check flotante son usados en sistemas grandes donde la capacidad del acumulador para líquido y gas puedan exceder de 10 galones cada uno. La limitación principal de este acumulador es la manera en la cual es montado, que debe estar en una posición tal que permita a la check flotar libremente.



**Figura 7.6.** Acumuladores cilíndricos  
 a) Valvula Check flotante  
 b) De bola flexible  
 c) De piston flotante

La figura 7.6 (b) muestra un cilindro con una bola (u otro dispositivo de libre movimiento) que actúa como un divisor entre la carga de gas y el fluido hidráulico. Las fugas son mínimas porque la presión del gas y el líquido son iguales. La fricción entre la bola y la pared puede ser relativamente alta, particularmente cuando el movimiento apenas empieza. Esta fricción es perjudicial para el acumulador.

El acumulador cilíndrico en figura 7.6 (c) tiene una cámara de gas presurizada que envuelve la cámara de líquido. Como en figura 7.6 (b) la presión de gas y líquido son iguales.

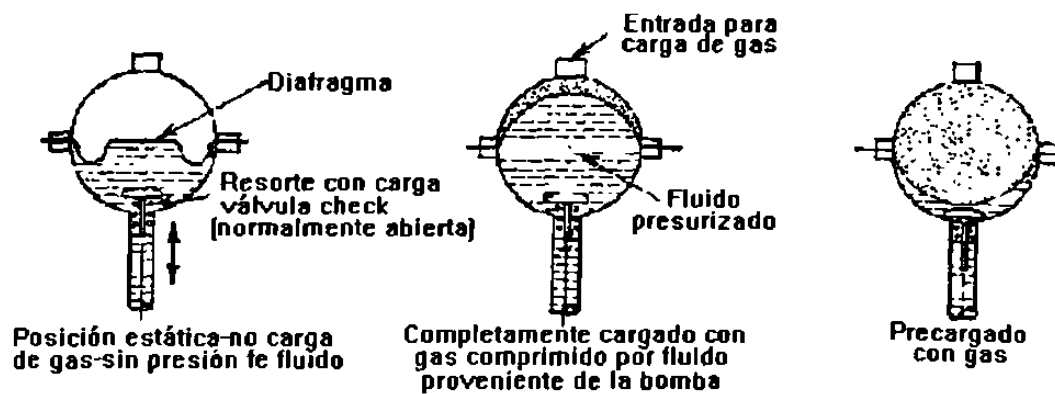
### 7.3.6. ACUMULADORES DE DIAFRAGMA Y BOLSA.

La figura 7.7 (a) muestra un acumulador del tipo esférico de diafragma. Este es uno de varios acumuladores neumáticos o de gas que hay hoy en día. El diseño básico es tal que la capacidad está algo limitada (usualmente menor que 1 galón). Ambos tipos de acumuladores, el de diafragma esférico (fig. 7.7 a) y el de tipo bolsa (fig. 7.7 b) son similares en operación.

En ambos tipos de acumuladores hay dos conexiones externas (una para gas y otra para líquido). El diafragma o bolsa separa el gas del líquido. En cada tipo, el líquido presurizado que entra, comprime el gas (fig. 7.7) en el acumulador. Cuando la presión en el circuito externo disminuye a un nivel más bajo que la que hay en el acumulador, el gas se expande y obliga a entrar al circuito. Ya que ninguno de estos dos tipos de acumuladores tienen pistón o resorte, la inercia en este dispositivo es extremadamente pequeña. El gas está siempre listo para expandirse y suministrar la fuerza necesaria sobre el líquido. Conectando uno o más tanques de gas a estos acumuladores, el volumen efectivo de gas puede ser incrementado. Cuando tanques adicionales de gas son usados, una válvula check normalmente abierta puede ser conveniente a la entrada de gas. Agregando tanques de gas a

un acumulador, cambia el gradiente de presión al cual el líquido es descargado. Esto es deseable en ciertas instalaciones.

Note que ambos tipos de acumuladores en la figura 7.7 tienen un resorte que mantiene normalmente abierta una válvula check por donde entra el líquido al acumulador. Esta válvula check no debe dañar al elemento separador (diafragma o bolsa) ya que hay la posibilidad de que el diafragma o bolsa pueda ser forzada a través de la conexión de entrada por el gas. Esta válvula check debe funcionar correctamente para que cierre completamente cuando el gas sea admitido al acumulador.



a) De diafragma



b) De bolsa

**Figura 7.7** Acumuladores pneumáticos

## CONSTRUCCIÓN DE ACUMULADOR DE BOLSA O VEJIGA.

El acumulador de vejiga consta de los siguientes componentes importantes para su funcionamiento Ver figura 7 7 (b)

- 1) Deposito de acero
- 2) Vejiga del acumulador
- 3) Valvula de gas
- 4) Valvula de plato
- 5) Tornillo de purga de aire
- 6) Empalme para la tubera del liquido a presion

### FUNCIONAMIENTO.

Se lleva la vejiga elastica del acumulador de nitrogeno tomado de una botella a presion por la valvula de gas, hasta alcanzar la presión de llenado necesaria ( $P_{e_1}$ ). La vejiga del acumulador rellena interiormente el deposito de acero y cierra la valvula de plato. El nitrogeno contenido en la vejiga tiene el volumen  $V_1$ .

Al poner en marcha el grupo de accionamiento, una parte del liquido a presion enviado por la bomba pasa por la valvula de plato y entra en el deposito acumulador, comprimiendo el nitrogeno en la vejiga hasta el valor necesario de la presion maxima de trabajo ( $P_{e_3}$ ). El volumen del nitrogeno disminuye con ello a  $V_3$ .

Si baja la presion en el sistema hidraulico, el liquido a presion contenido en el acumulador es desplazado por la vejiga que se dilata con la presion momentaneamente mayor  $P_{e_3}$ , hasta que las presiones se equilibran. Al mismo tiempo, la presion en la vejiga disminuye de  $P_{e_3}$  a  $P_{e_1}$ , y el volumen de gas se dilata de  $V_3$  a  $V_2$ .



## **LLENADO DE LA VEJIGA DEL ACUMULADOR**

- Abrir un poco la valvula de cierre de la botella de nitrogeno, de modo que este pueda entrar en la vejiga del acumulador
- En cortos intervalos, cerrar la valvula de cierre de la botella de nitrogeno y leer en el manometro la presion de llenado reinante en la vejiga del acumulador
- Una vez alcanzada la presion de llenado deseada, esperar algunos minutos hasta que se compense la temperatura
- Despues de compensar ésta, medir nuevamente la presion de llenado, si es necesario, rellenar de nitrogeno o dejar escapar el nitrógeno en exceso soltando la pieza de empalme.
- Cerrar la valvula de cierre de la botella de nitrogeno y desenroscar el husillo del dispositivo de llenado, para que pueda cerrarse la valvula antirretorno de la vejiga del acumulador
- Desenroscar el dispositivo de llenado del acumulador y enroscar la caperuza de la válvula de gas. Comprobar la estanqueidad de esta humedeciendola con lejia jabonosa y enroscar luego la tuerca del sombrerete. La presion de llenado del acumulador (observar los datos del fabricante) debe ser superior a la minima de trabajo, para que el nitrogeno contenido en la vejiga de goma pueda desplazar todo el líquido del acumulador

## **CAPÍTULO 8**

### **FILTROS, SELLOS Y ACCESORIOS.**

#### **8.1. ANTECEDENTES.**

La unidad de abastecimientos de energía incluye frecuentemente un sistema de purificación del fluido sometido a presión. En el sistema hidráulica se producen impurezas debido a desgastes mecánicos, al calentamiento y envejecimiento del aceite y a influencias ambientales. Por lo tanto se incluyen filtros en el circuito del aceite para eliminar las partículas de suciedad. El agua y los gases son también factores de interferencia, por lo que deben adoptarse medidas especiales para eliminarlos.

Adicionalmente se instalan sistemas de calefacción y de refrigeración con el fin de preparar el aceite. El grado de sofisticación de estos sistemas depende de las funciones que debe cumplir el sistema hidráulico en cuestión.

##### **8.1.1. FILTROS.**

Para que un sistema hidráulico funcione y sus elementos tengan una vida útil larga, es importante incorporar filtros.

El fluido sometido a presión puede contener suciedad por las siguientes razones

- Suciedad inicial en la puesta en marcha Virutas de metal, arena de fundición, polvo, perlas de soldadura, escona, pintura, suciedad diversa, medios de obturación, suministro de líquidos con partículas de suciedad
- Suciedad producida durante el funcionamiento a causa de abrasión penetración a través de las juntas y del sistema de aireación del depósito, rellenado o cambio del líquido, cambio de componentes del sistema cambio de tuberías

Los filtros tienen la función de mantener la suciedad en niveles permisibles para evitar un desgaste prematuro de los elementos El filtrado tiene que ser lo suficientemente fino y, además, deberá poderse controlar la eficiencia del filtro mediante un indicador

Antes de la puesta en marcha del sistema hidráulico se suelen utilizar primero filtros baratos

La selección y ubicación del filtro depende fundamentalmente de la sensibilidad de los diversos componentes frente a la suciedad

### **8.1.2. GRADO DE FILTRACIÓN.**

Las partículas de suciedad se miden en  $\mu\text{m}$  (un micrómetro equivale a la millonésima parte de un metro) y en concordancia con ello se indica también el grado de filtración Dicha graduación se clasifica de la siguiente manera

- Grado absoluto de filtración Indica el tamaño de la partícula más grande que pueda atravesar el filtro
- Grado nominal de filtración Las partículas del tamaño nominal de los poros son retenidas por el filtro después de varios pasos

- Dimension media de poros Unidad para el tamaño promedio de los poros de un filtro segun la formula de distribucion de Gau  $\beta$
- Valor  $\beta$  Indica la diferencia de la cantidad de particulas de un determinado tamaño que se encuentran en el lado de entrada y en el lado de salida del filtro

Ejemplo.  $\beta_{50} - 10$  significa que en el lado de entrada del filtro hay 10 veces más particulas de mas de 50  $\mu\text{m}$  que en el lado de salida

Grado de filtración X recomendado, expresado en $\mu\text{m}$ siendo $\beta_x = 100$	Tipo de sistema hidraulico
1 - 2	Para impurezas finas en sistemas altamente sensibles con gran fiabilidad calculable, preferentemente en la aviacion y en laboratorios
2 - 5	Para sistemas de mando y control sensibles y de alto rendimiento en margenes de presion alta, con frecuencia en la aviacion, robots industriales y maquinaria
5 - 10	Para sistemas hidraulicos industriales de alta calidad y fiabilidad con previsible larga vida util de sus componentes
10 - 20	Para hidraulica general y sistemas hidraulicos moviles, presiones medianas y tamaños intermedios
15-25	Para sistemas en la industria pesada de baja presion o para sistemas de vida util limitada
20 - 40	Para sistemas de baja presion con holguras grandes

**Tabla 8.1** Grado de filtracion y campos de aplicacion

### 8.1.3. FILTRACIÓN DEL ACEITE DE RETORNO AL DEPÓSITO O DESCARGA.

Este tipo de filtros son montados directamente sobre el deposito de aceite El cuerpo y el cartucho del filtro tienen que poder resistir picos de presion que se producen cuando se

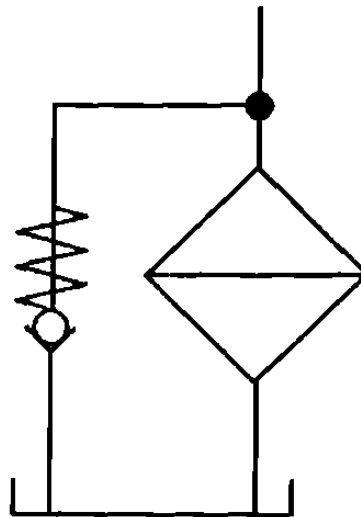
abren repentinamente valvulas grandes, o tienen que estar provista de una valvula de desviacion de respuesta rapida que dirija el aceite directamente hacia el deposito. Es recomendable que la totalidad del flujo de retorno pase a traves del filtro. El filtro puede colocarse en una tuberia secundaria si el aceite de retorno no fluye a traves de una tuberia principal. La filtracion del flujo de retroceso es mas economica que la filtracion a altas presiones.

#### Parametros importantes

Presion de trabajo	Segun tipo, hasta 30 bar
Caudal	Hasta 1,300 l/min (en filtros incorporables al deposito) Hasta 3,900 l/min (en filtros grandes para las tuberias)
Grado de filtracion	Desde 10 hasta 25 $\mu\text{m}$
Diferencia maxima $\Delta p$	Segun tipo de cartucho, hasta aproximadamente 70 bar

#### 8.1.4. FILTRAJE EN LA ASPIRACIÓN.

Este filtro se ubica en el tubo de aspiracion de la bomba, de este modo, el aceite proveniente del deposito es aspirado a través del filtro, con lo que solamente pasa aceite filtrado al sistema hidráulico.



**Figura 8.1.** Filtro de aspiracion con válvula de desviacion

#### Parametros importantes

Grado de filtracion 60 hasta 100  $\mu\text{m}$

Este tipo de filtro se utiliza preferentemente en sistemas hidraulicos que no ofrecen garantias en relacion con la pureza del aceite en el deposito. Su funcion principal consiste en proteger la bomba y tienen un bajo rendimiento de filtracion ya que permite el paso de particulas de 0.06 hasta 0.1 mm. Ademas, dificultan la aspiracion del aceite por la bomba debido a una considerable disminucion de la presion o a causa del grado de obturacion del filtro. Esta es la razon por la que estos filtros no pueden tener un mayor grado de filtracion, ya que en ese caso se generaria una depresion en la bomba con el consecuente efecto de cavitacion. Los filtros de aspiracion estan provistos de una valvula de desviacion para evitar este tipo de problemas de aspiracion.

### 8.1.5. FILTROS DE PRESIÓN.

Este filtro esta ubicado en la tuberia de impulsión del sistema hidraulico delante de elementos sensibles a la suciedad, como son por ejemplo la bomba, las valvulas o reguladores de caudal

Este filtro tiene que ser muy resistente, ya que esta expuesto a la presión de trabajo maxima Es recomendable que no este provisto de una valvula de desviación, aunque si debería tener un indicador del grado de suciedad

#### Parametros importantes

Presión de trabajo	Hasta 420 bar
Caudal	Hasta 330 l/min
Grado de filtración	Desde 3 hasta 5 $\mu\text{m}$
Diferencia maxima $\Delta p$	Segun tipo de cartucho, hasta 200 bar

Cuando se usan filtros en circuitos secundarios, la filtración es en solo una parte del circuito principal, tiene la ventaja de poder utilizar filtros pequeños como filtros adicionales y como desventaja se señalaría su poca capacidad de filtración Además de que la filtración es en solo una parte del circuito principal

La ubicación idonea del filtro depende fundamentalmente de la sensibilidad de los elementos de trabajo frente a la suciedad, del grado de impurezas del aceite y de los costos

<b>ELEMENTO HIDRÁULICO</b>	<b>TIPO DE FILTRO</b>	<b>UBICACIÓN DEL FILTRO</b>	<b>GRADO NOMINAL DE FILTRACIÓN</b>
Bomba de embolos axiales	Filtro para circuito principal	Tuberna de retroceso y/o tuberna de presion	$\leq 25$
		Tuberna de baja presion	$< 25 (10)$
Bombas de engranes, de embolos radiales, valvulas de vias, reguladoras de presion, reguladoras de caudal, de antirretorno y cilindros de trabajo	Filtro para circuito principal	Tuberna de descarga	$\leq 63$
	Filtro (adicional) para circuito secundario	Tuberna de aspiracion	$\leq 63$
Motores hidraulicos de revoluciones intermedias	Filtro para circuito principal	Tuberna de descarga	$< 25$

**Tabla 8.2.** Grados de filtracion recomendados

#### 8.1.6. MATERIALES DE LOS FILTROS.

El material de filtro normalmente esta plegado para obtener un maximo de superficie con un volumen pequeño.

- Filtros de capa simple

Estos filtros estan compuestos por una capa de tejido de metal, de celulosa, de material plastico o de papel.

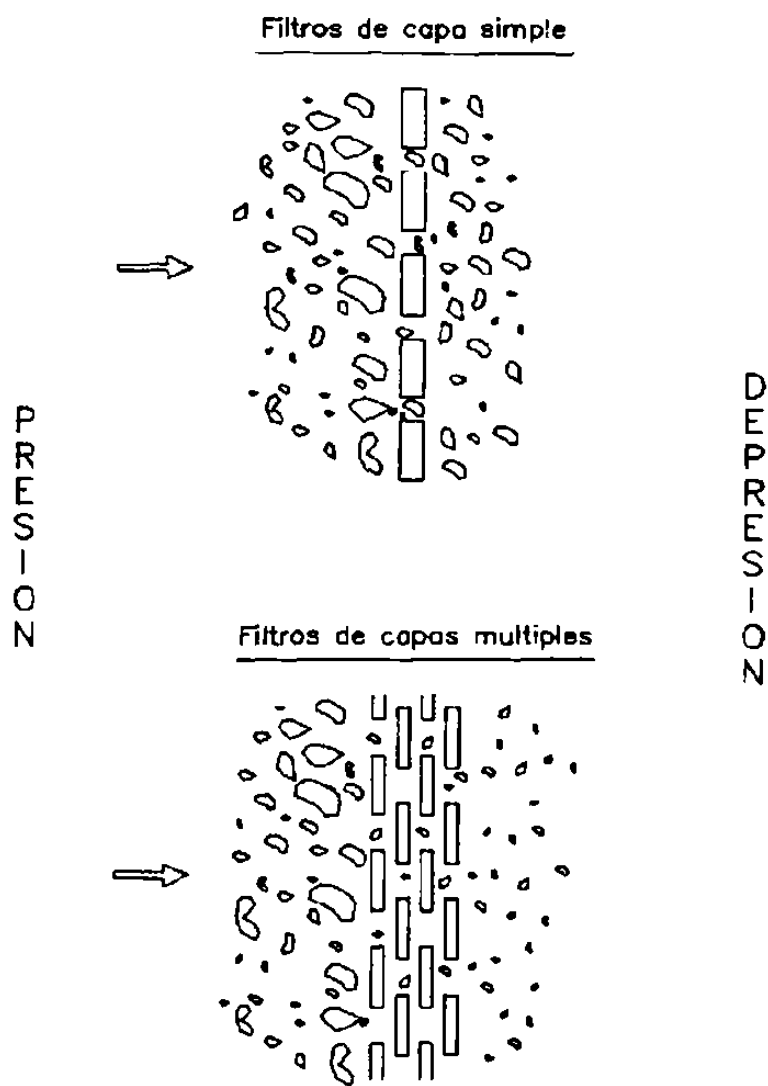
Se trata de filtros desechables, utilizados preferentemente durante procesos de enjuagado o en la primera puesta en marcha de una instalacion hidraulica



- Filtros de capas multiples

Pueden estar confeccionados con productos textiles, celulosa, materiales plasticos o de fibras de vidrio o de metal, ya sea prensados o dispuestos en varias capas, o tambien de un metal sintetizado

En comparacion con los filtros de capa simple de igual superficie, los de capas multiples tienen una capacidad de retencion mucho mayor (Ver figura 8 2)



**Figura 8.2.** Estructura de los filtros

El material del filtro, su graduacion y su tipo define las propiedades y aplicaciones que se muestran en la siguiente tabla

TIPOS	GRADO DE FILTRACION ( $\mu\text{m}$ )	RESISTENCIA A DIFERENCIAS DE PRESION (bar)	APLICACION PROPIEDADES
Filtro absoluto $\beta_x$ 100	3,5,10,20	210 30	Proteccion del funcionamiento de la durabilidad de componentes sensibles, tales como valvulas servopilotadas y valvulas proporcionales
Filtro nominal			
Poliester	1,5,10,20	210	Proteccion del funcionamiento y de la durabilidad de componentes menos sensibles, poca resistencia al flujo buena capacidad de retencion de impurezas
Vellon de papel		30/10	
Vellon metalico 4+4		315 70 30	
Tela metalica	25	20	Filtros de acero inoxidable para uso en sistemas con liquidos dificilmente inflamables o con agua, gran resistencia a diferencias de presiones, gran capacidad de retencion de impurezas, versiones especiales con temperaturas de trabajo de 120 C
Tejido trenzado	25,50,100	420	

**Tabla 8.3.** Criterios de seleccion de los filtros (Hydac)

Cualquier filtro provoca una perdida de presion. En este sentido, pueden aplicarse los siguientes criterios orientativos

- Filtración en el circuito principal.

Filtro de presión  $\Delta p \approx 1$  hasta 1.5 bar a temperatura de trabajo

Filtro de descarga  $\Delta p \approx 0.5$  bar a temperatura de trabajo.

Filtro de aspiración  $\Delta p \approx 0.05$  hasta 0.1 bar a temperatura de trabajo

- Filtración en circuito secundario

El caudal volumétrico de la bomba del circuito secundario debería corresponder a aproximadamente un 10% del contenido del depósito

El filtro debe ser lo suficientemente grande para evitar que las pérdidas de presión sean demasiado cuantiosas. La pérdida total de presión es determinada también por la viscosidad, además de la graduación del filtro y la cantidad del flujo

El fabricante del filtro indica el factor de viscosidad  $f$  y la pérdida de presión  $\Delta p$  del cuerpo y del cartucho

La diferencia total de la presión ocasionada por el filtro completo se obtiene en base a la siguiente ecuación

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{cuerpo} + f \cdot \Delta p_{cartucho} \quad (8.1)$$

Ejemplo Determine la diferencia de presión de un filtro de presión

Calcule la pérdida de presión  $\Delta p_{total}$  con un caudal de 15 l/min. El grado de filtración debería ser de 10  $\mu\text{m}$  y la viscosidad  $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{seg}$ . De fábrica se han recibido las siguientes gráficas

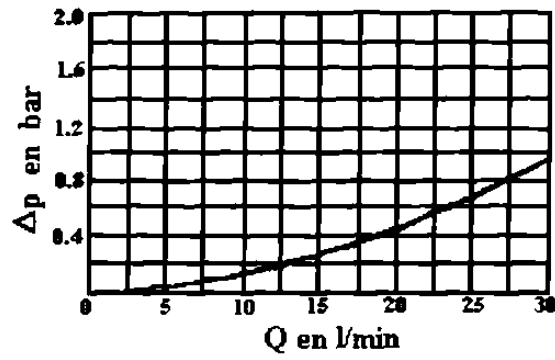


Figura 8.3. Curva característica del cuerpo

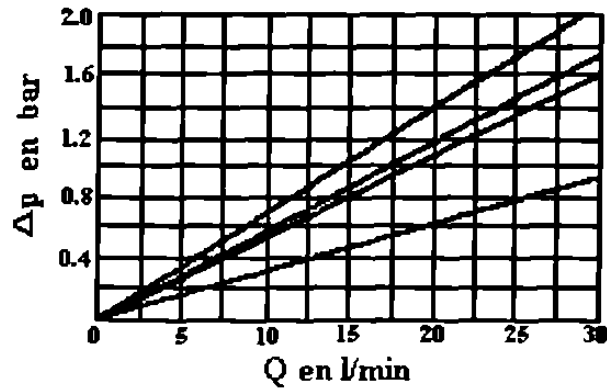


Figura 8.4. Curva característica de los elementos del filtro de presión

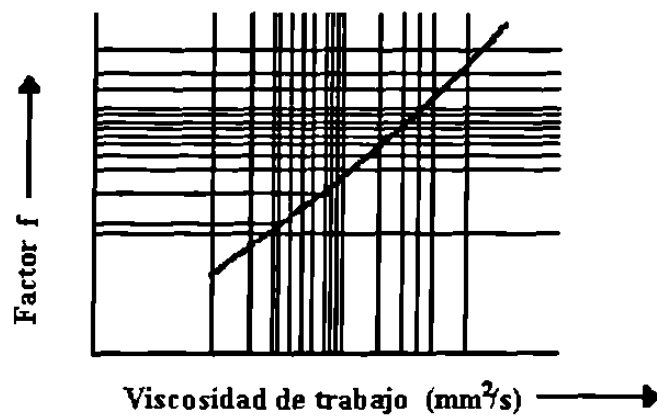


Figura 8.5. Factor de viscosidad  $f$

Segun estas tablas, el valor  $Q = 15 \text{ l/min}$

$$\Delta p_{\text{uerpo}} = 0.25 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{\text{cartucho}} = 0.8 \text{ bar}$$

$$f = 1.2$$

En consecuencia, la diferencia de presion total (perdida de presion) es la siguiente

$$\Delta p_{\text{total}} = 0.25 + 1.2 \cdot 0.8 \text{ bar} = 1.21 \text{ bar}$$

El filtro ha sido seleccionado correctamente, ya que el valor orientativo para un filtro de presion tiene un  $\Delta p$  de  $\approx 1$  hasta  $1.5 \text{ bar}$ .

### 8.1.7. INDICADORES DEL GRADO DE SUCIEDAD.

Es importante controlar la eficiencia del filtro mediante un indicador del grado de suciedad. Este grado es medido con el parametro de la disminucion de la presion. Al aumentar el grado de suciedad, aumenta la presion anterior al filtro. Esa presion actua sobre un émbolo sobre el que actua a su vez un muelle. Al aumentar la presion, el embolo es desplazado en contra del muelle.

La lectura de los valores puede hacerse directamente comprobando la posicion del embolo o, en otro tipo de indicadores, el embolo puede actuar sobre contactos electricos conectados a señales electricas u opticas.



Existen los siguientes sistemas de refrigeración

- Refrigeración por aire. Disminución de la temperatura hasta por 25°C
- Refrigeración por agua. Disminución de la temperatura hasta por 35°C
- Refrigeración del aceite con agentes frigoríficos conectados a una máquina de refrigeración.

Aplicación en casos en los que es necesaria una reducción considerable de la temperatura

En los sistemas hidráulicos móviles se necesitan casi siempre sistemas de refrigeración, ya que los depósitos suelen ser demasiado pequeños como para encargarse de descargar el calor residual

	<b>REFRIGERACION POR AIRE</b>	<b>REFRIGERACION POR AGUA</b>
Descripción	El aceite proveniente de la tubería de retroceso fluye a través de un serpentín que es refrigerado con un ventilador	El aceite fluye a través de un tubo que está incorporado en otro tubo de diámetro mayor, a través del cual fluye un líquido refrigerante
Ventajas	Bajos costos operativos Instalación sencilla	Posibilidad de descargar mucho calor Silencioso
Desventajas	Ruidoso	Costos operativos más elevados (líquido refrigerante), tendencia a ensuciarse y corroerse

**Tabla 8.4..** Ventajas y desventajas de refrigeración por aire y por agua

### **8.3. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN.**

En muchos casos es necesario recurrir a un sistema de calefacción para alcanzar rápidamente las temperaturas de servicio óptimas. La finalidad de instalar un sistema de calefacción es que se obtenga rápidamente una viscosidad óptima del aceite después de poner en marcha el sistema hidráulico. Una viscosidad demasiado elevada (mayor consistencia del aceite) significa una fricción también mayor, con la consecuente cavitación.

Para el calentamiento y pre-calentamiento del aceite se utilizan cartuchos o circuitos de pre-calentamiento. Las temperaturas que se alcanzan con cartuchos hidráulicos estacionarios es de 35°C hasta 55°C y en hidráulica móvil de 45°C hasta 65°C.

### **8.4. JUNTAS.**

Las juntas tienen la función de impedir pérdidas de aceite de fuga en los elementos hidráulicos. Las juntas asumen una función muy importante ya que las pérdidas de aceite de fuga provocan una caída de presión.

En términos generales pueden diferenciarse entre juntas estáticas y juntas dinámicas colocadas entre dos partes móviles.

- Juntas estáticas
  - Junta tórica para la camisa del cilindro
  - Juntas planas para la tapa del depósito de aceite



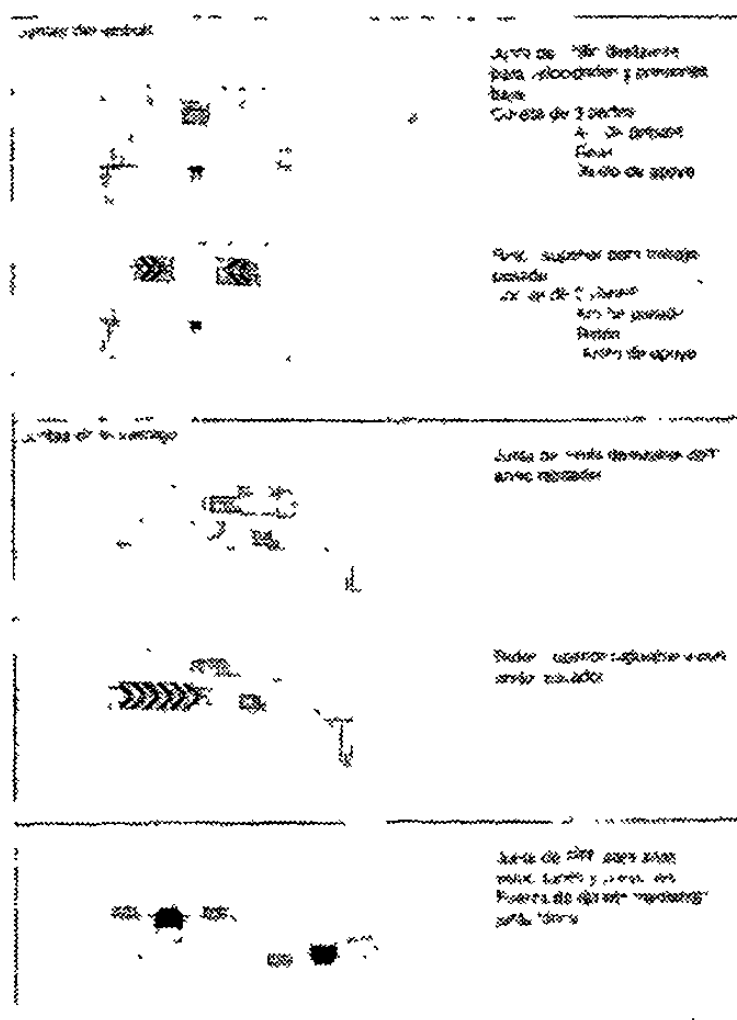
- Juntas dinamicas

Juntas para el embolo y el vastago

Juntas geometricas de arbol en elementos giratorios

La velocidad máxima recomendada es de 12 m/min , aunque depende del material y tipo de las juntas y, además, de las condiciones de marcha Si la fuerza del arranque o si la velocidad requerida han de ser extremadamente bajas, deberan de utilizarse juntas de materiales y sistemas especiales y, ademas, superficies de la camisa del cilindro de mejor calidad (algunos materiales que se usan en la fabricacion de los sellos son neopreno, bunas, teflon, viton, etc ).

Las juntas mostradas a continuacion se utilizan en funcion de los parametros respectivos del cilindro (presion, temperatura, velocidad, diametro, aceite, agua)



**Figura 8.7.** Juntas de los cilindros

## 8.5. AMORTIGUACIÓN DE POSICIONES FINALES EN CILINDROS HIDRÁULICOS.

Los cilindros con amortiguación de las posiciones finales son utilizados en aquellos casos en los que es necesario frenar o amortiguar las grandes velocidades de sus

movimientos. En estos cilindros se evita un golpe brusco en las posiciones finales de la carrera

Si las velocidades son inferiores a 6 m/min , puede prescindirse de un sistema de amortiguacion Con velocidades de 6 m/min hasta 20 m/min , es necesario prever una amortiguacion mediante valvulas de estrangulamiento o de freno Con velocidades de 20 m/min debera recurrirse a sistemas especiales de amortiguacion y frenado

El pivote de amortiguacion procura que durante el movimiento de retroceso del cilindro la seccion de la camara del embolo en la que se encuentra el aceite de descarga sea menor a partir de un determinado punto y siga disminuyendo hasta el cierre total En ese caso, el aceite tiene que fluir a traves de una válvula de estrangulamiento

De este modo disminuye la velocidad del cilindro por lo que se evita la destruccion del material Durante el movimiento de avance, el aceite fluye sin bloqueo a traves de la valvula de antirretorno, evitandose así el paso a traves del segmento de estrangulamiento Para amortiguar la posición de final de la carrera , es necesario recurrir a una valvula limitadora de presion (bifurcacion de caudal)

Aparte de este sistema de amortiguacion simple de final de carrera tambien existen cilindros con amortiguacion doble, es decir, amortiguación del avance y del retroceso

## **8.6. EVACUACIÓN DE AIRE.**

Para que los movimientos del cilindro sean suaves, es necesario evacuar el aire que es transportado a traves de las tuberias del sistema hidraulico El tornillo de evacuación o la valvula de purga debera colocarse en el punto mas elevado del sistema hidraulico puesto que el aire siempre se acumula en el punto más alto de un sistema de conductos

Los cilindros hidraulicos estan provistos de tornillos de evacuación de aire en sus dos extremos. Estas conexiones tambien pueden aprovecharse para conectar manómetros

## **8.7. ACOPLAMIENTOS.**

Los acoplamientos están situados en la parte de suministro de energia entre el motor y la bomba. Los acoplamientos transmiten el par de giro del motor a la bomba.

Ademas tienen un efecto de amortiguación reciproca entre ambos componentes. De esta manera se evita una transmision de las oscilaciones de funcionamiento del motor hacia la bomba y, a la inversa, se evita tambien que los picos de presion de la bomba sean transmitidos al motor. Por lo demás, los acoplamientos permiten compensar variaciones en la alineacion de los ejes del motor y de la bomba.

Los tipos de acoplamiento mas usados son acoplamientos de goma, acoplamientos de diente curvo y acoplamientos de garras metalicas con discos interpuestos de material plastico.

## CAPÍTULO 9

# VÁLVULAS HIDRÁULICAS Y ALGUNAS APLICACIONES EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS

### 9.1. CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA HIDRÁULICA.

#### EJERCICIO 1

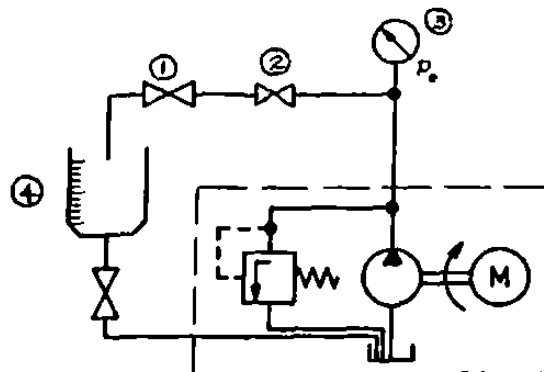


Figura 9.1 Esquema del circuito del ejercicio 1

- |                      |   |
|----------------------|---|
| 1) Valvula de cierre | 2) Manometro                                  |
| 3) Valvula de cierre | 4) Deposito de medicion con valvula de cierre |

Si no se opone resistencia (o sea valvulas 1 y 2 abiertas), no se origina ninguna presión. Si la resistencia es pequeña, la presión que se origina será también pequeña. Cuanto mayor sea la presión  $p$ , tanto mayores serán las pérdidas por fricción y las pérdidas de fuga interiores en la bomba. Con presiones elevadas se obtendrá por tanto volúmenes de extracción más pequeños.

Equivalencia

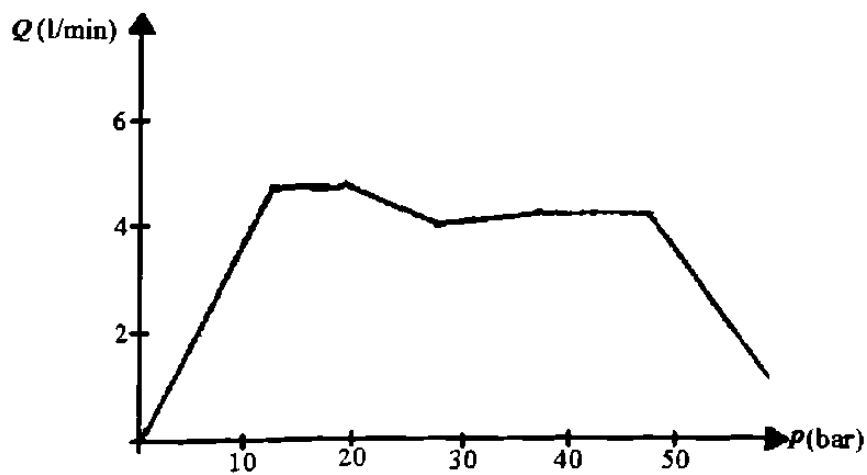
$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ KPa} = 10 \text{ N/cm}^2 = 1 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$1 \text{ Pa} = 10^{-5} \text{ bar} = 1 \text{ N/m}^2$$

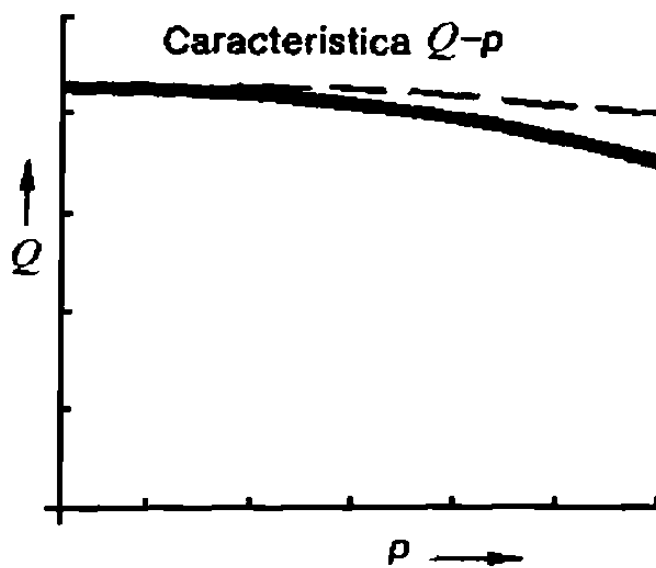
La siguiente es una prueba realizada en laboratorio con el fin de obtener la curva característica de una bomba.

$p$ (bar)	T (s)	Vol (l)	$Q$ (l/min)
12	15	1.2	4.8
20	15	1.2	4.8
30	15	1.06	4.24
40	15	1.1	4.4
50	15	1.1	4.4
60	15	0.2	0.8

**Tabla 9.1** Datos de la prueba



a)



b)

**Figura 9.2** Curva característica de la bomba

a) Obtenida de la prueba

b) Teórica

En el diagrama se obtiene la llamada característica de la **bomba** o la característica  $Q-p$

## 9.2. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN, DE ACCIONAMIENTO DIRECTO.

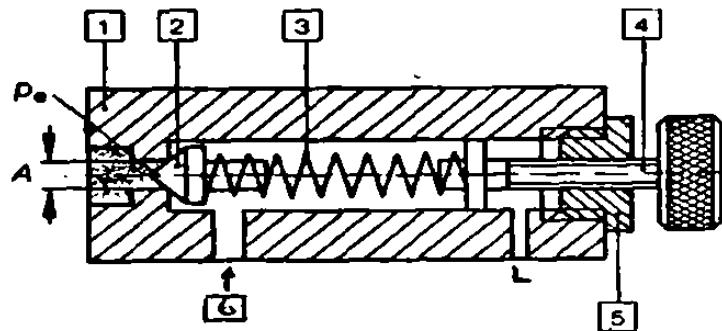
### OBJETIVO:

La valvula limitadora de presion sirve

- Para limitar la presion de trabajo a un determinado valor ajustable
- Para ajustar la presion maxima en el sistema hidraulico
- Para proteger la instalacion de una carga excesiva por demasiada presion

### CONSTRUCCIÓN:

La valvula limitadora de presion consta de los siguientes componentes importantes para su funcionamiento



**Figura 9.3** Corte transversal de la valvula limitadora de presion

- |                         |                                  |
|-------------------------|----------------------------------|
| 1) Cuerpo               | 4) Tornillo de ajuste            |
| 2) Cono                 | 5) Tuerca                        |
| 3) Muelle de compresion | 6) Liquido sin presion al tanque |



## EJERCICIO 2

Desarrollar el circuito hidráulico para una maquina dobladora de varilla que necesita para el proceso una presión de 40 bar, el elemento de trabajo debe ser mandado por un accionamiento muscular. Esta tipo de válvula limitadora de presión está limitada a 10 G P M. Para ajustar la presión máxima en el sistema, todos los elementos hidráulicos deben estar cerrados, a fin de que todo el caudal de extracción pueda evacuar por la válvula limitadora de presión y pueda ajustarse así la presión máxima.

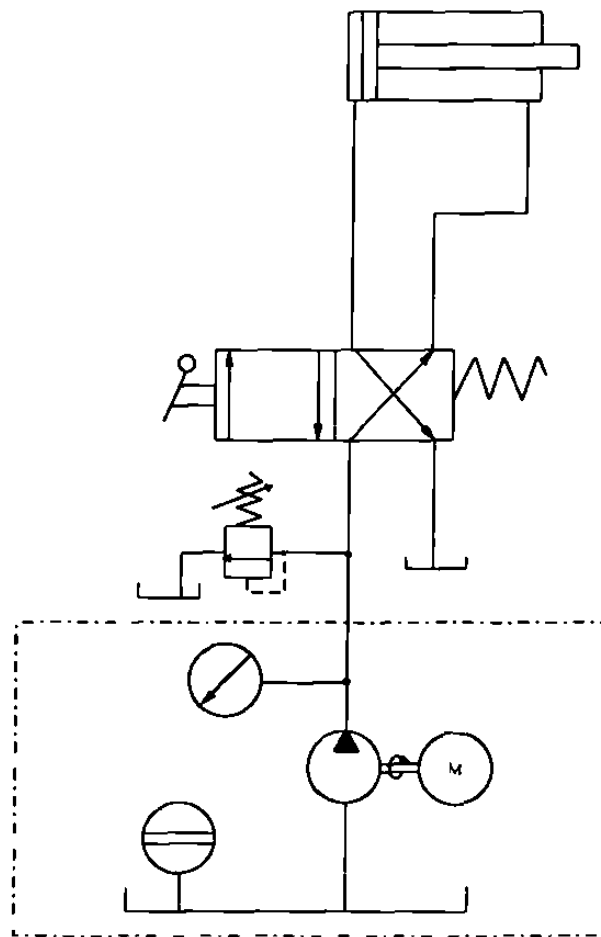


Figura 9.4. Diagrama del circuito del ejercicio 2

### 9.3. VÁLVULA DE BLOQUEO ANTIRRETORNO.

#### OBJETIVO:

La válvula antirretorno debe cerrar el paso del líquido a presión en un sentido y dejarlo pasar en el otro (en sentido contrario)

#### APLICACIONES:

- Permite el paso del líquido en un sentido y bloquea en sentido contrario
- Se emplea para evitar el retorno del líquido del sistema hidráulico a la bomba hidráulica
- Evita que se vacíen las tuberías rígidas y los tubos flexibles

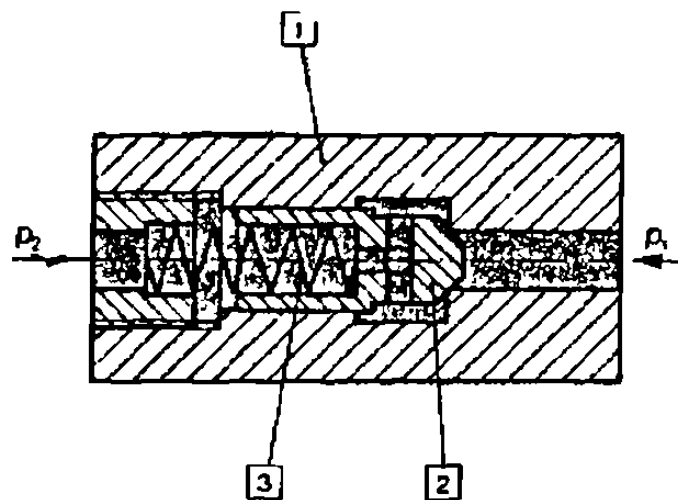


Figura 9.5. Corte transversal de la válvula de bloqueo

- 1) Cuerpo
- 2) Cono
- 3) Muelle de compresión

### **9.3.1. VÁLVULA ANTIRRETORNO, DESBLOQUEABLE HIDRAULICAMENTE (CHECK PILOTADA).**

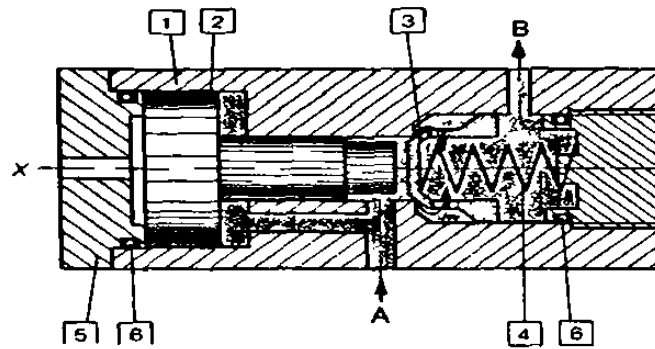
#### **OBJETIVO:**

La valvula antirretorno desbloqueable hidraulicamente deja pasar la corriente del liquido en un sentido, pero debe cerrar el paso en sentido contrario

Un liquido piloto debe abrir el paso de la corriente del liquido en sentido opuesto, es decir, debe desbloquear la valvula antirretorno

#### **APLICACIÓN:**

Se utiliza cuando un cilindro hidraulico debe soportar una carga exterior (peso), sin modificar su posición Ello no es posible con valvulas distribuidoras por las pérdidas de aceite de fuga En caso de necesidad, desbloqueando la valvula antirretorno se puede modificar la posicion del vastago del embolo

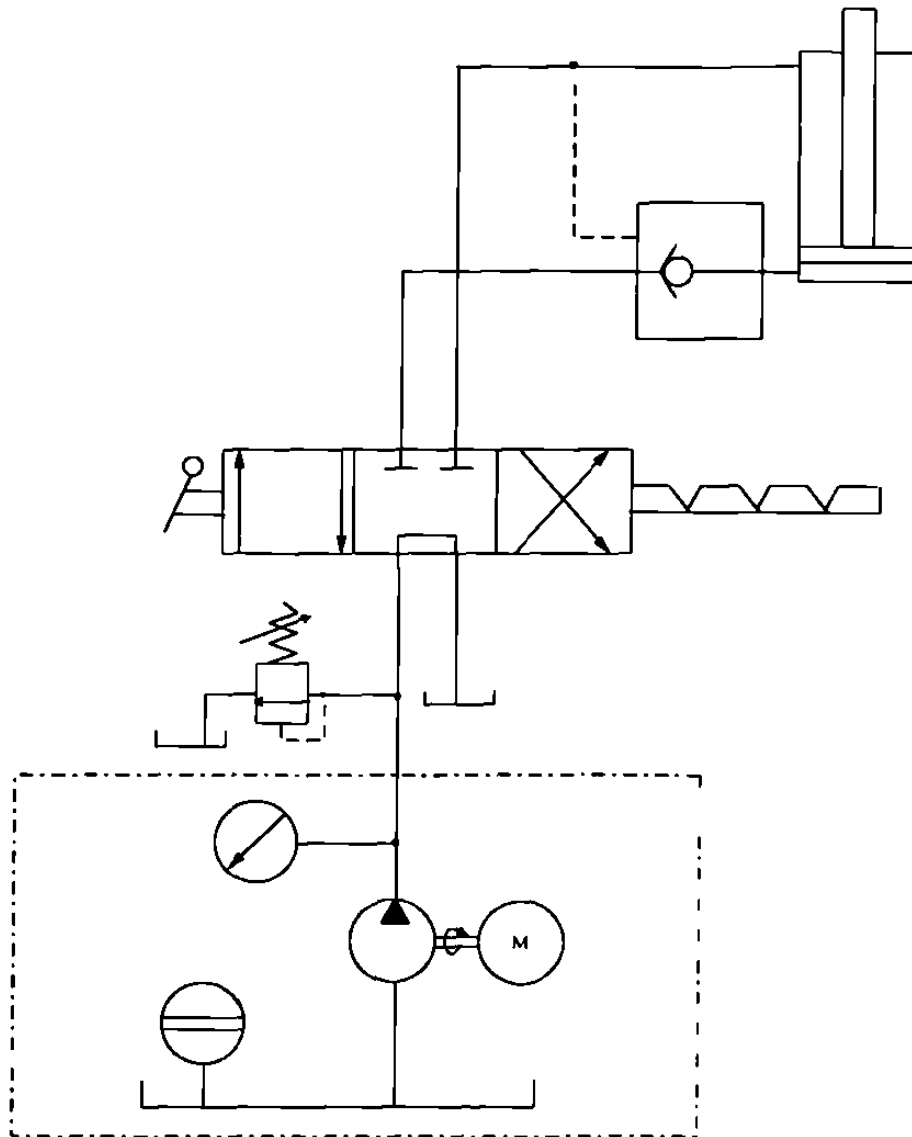
**CONSTRUCCIÓN:**

**Figura 9.6.** Corte transversal de la valvula check pilotada

- |                         |                        |
|-------------------------|------------------------|
| 1) Cuerpo               | 4) Muelle              |
| 2) Embolo de desbloqueo | 5) Tapa                |
| 3) Cono de retencion    | 6) Junta               |
|                         | X) Tuberia de pilotaje |

**EJERCICIO 3**

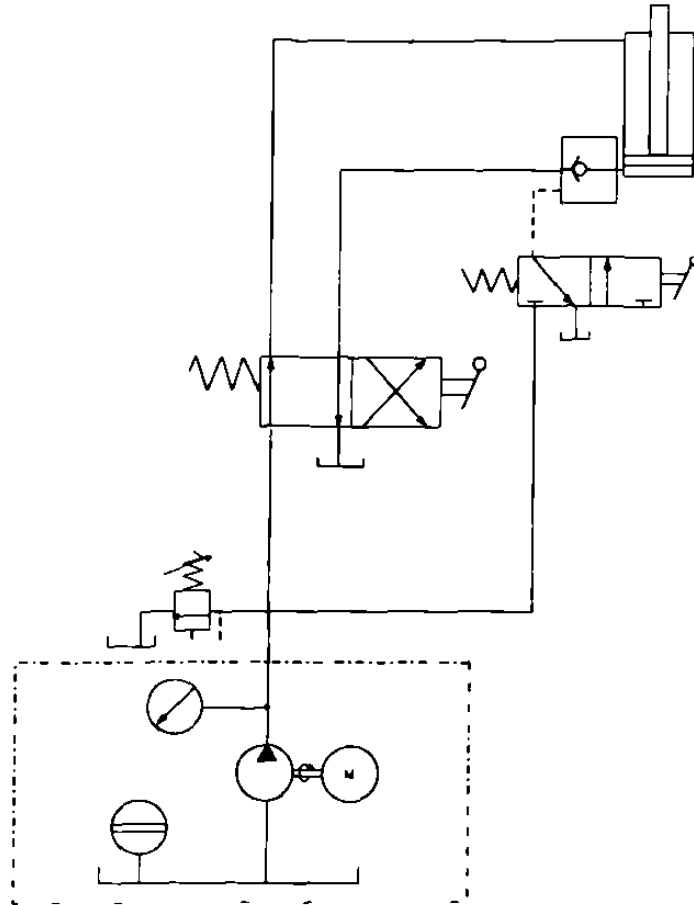
Se tiene un proceso de trabajo, el cual es ejecutado por un cilindro de doble efecto instalado en posicion vertical, la condicion de este proceso es que debemos tener la posibilidad de detener el vastago del cilindro en cualquier posicion intermedia de su carrera



**Figura 9.7.** Circuito Hidraulico del ejercicio 3

### **OTRO ARREGLO:**

La ventaja de la valvula "TANDEM" es que evita el calentamiento por presion en la valvula de alivio. Ya que el liquido puede ser evacuado directamente sin presion, sin calentarse y sin necesidad de pasar por la valvula limitadora de presion. Si se evaluara por esta ultima, el liquido se calentaria (se perderia energia)



**Figura 9.8.** Circuito hidraulico del ejercicio 3 (otro arreglo)

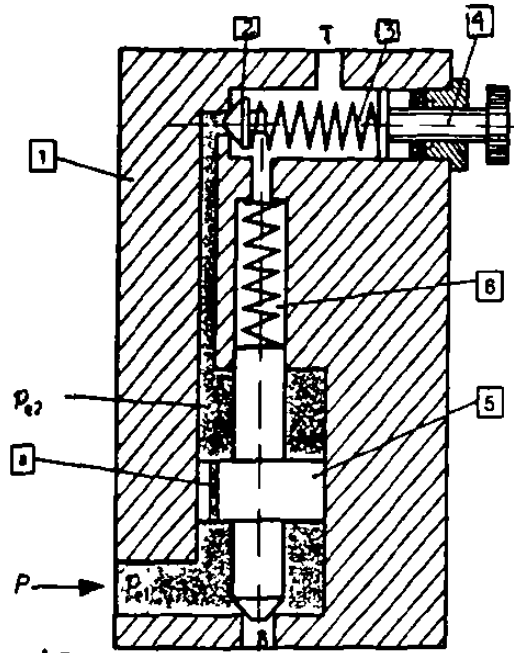
#### 9.4. VÁLVULA DE SECUENCIA (Mando en función de la presión)

##### OBJETIVO:

La valvula de secuencia debe abrirse al alcanzar una determinada presión ajustable y deja pasar el caudal a otro sistema hidraulico

**CONSTRUCCIÓN:**

La valvula de secuencias, servopilotada, consta de dos unidades con los siguientes componentes importantes para su funcionamiento



**Figura 9.9.** Corte Transversal de valvula de secuencia 3

1) Cuerpo

**Unidad de Servopilotaje:**

2) Cono de pilotaje

3) Muelle de compresion

4) Tornillo de ajuste

**Unidad de pilotaje principal:**

5) Émbolo de valvula con orificio de estrangulacion (a)

6) Muelle de compresion

El liquido fluye por diferencia de presion  $\Delta P$ , aplicada al émbolo de la válvula 5 Cuando  $P_{e1} > P_{e2}$

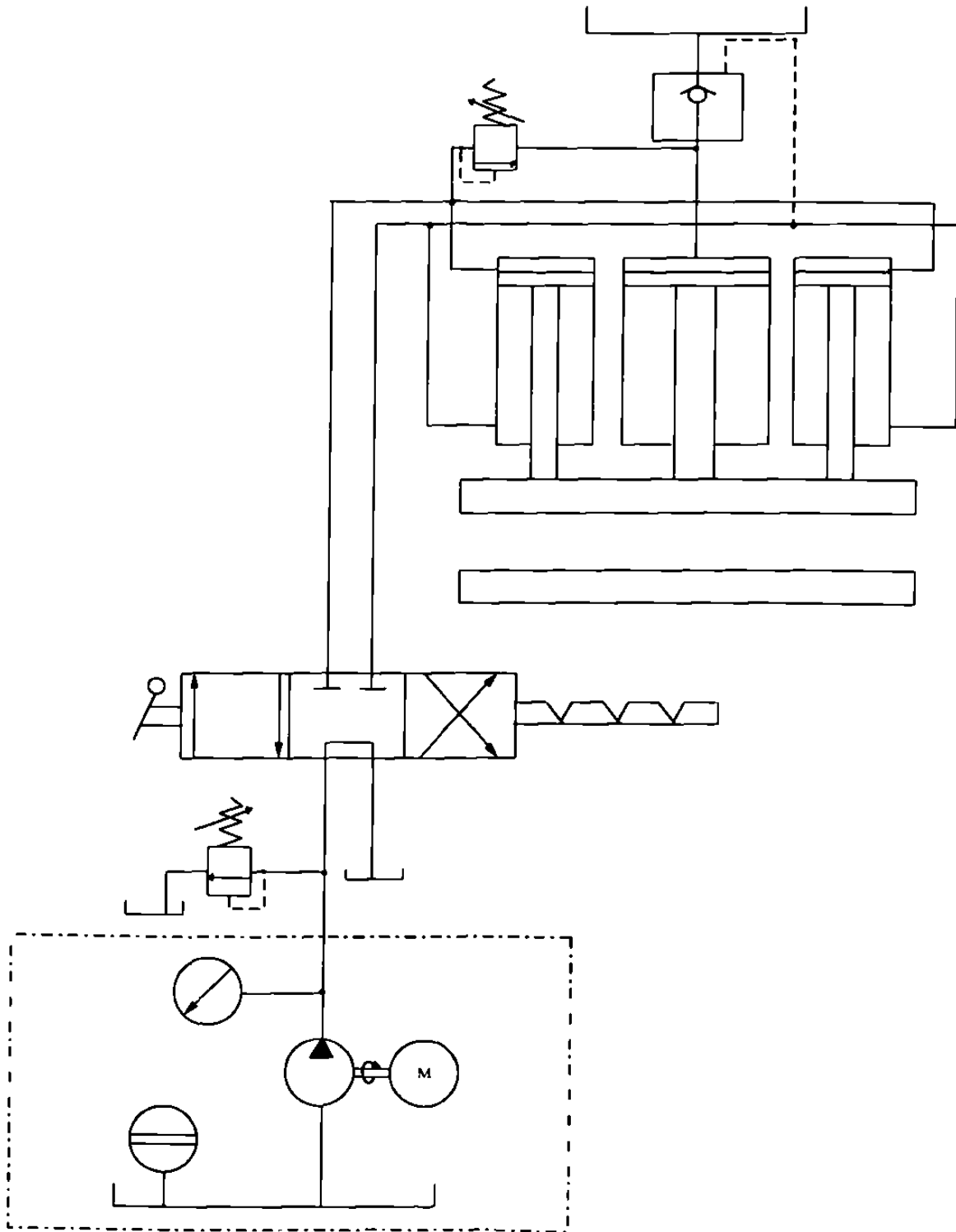
**APLICACIÓN:**

Se utiliza para accionar otros sistemas hidraulicos al aumentar la presion hasta un determinado valor

**EJERCICIO 4**

Se desean que bajen los vastagos de los cilindros con una fuerza determinada y al momento de comprimir la chatarra que esa fuerza aumente considerablemente , Como el piston central requiere un gran volumen de aceite, utilizarlo del deposito superior y posteriormente regresarlo allí





**Figura 9.10.** Circuito Hidraulico del ejercicio 4

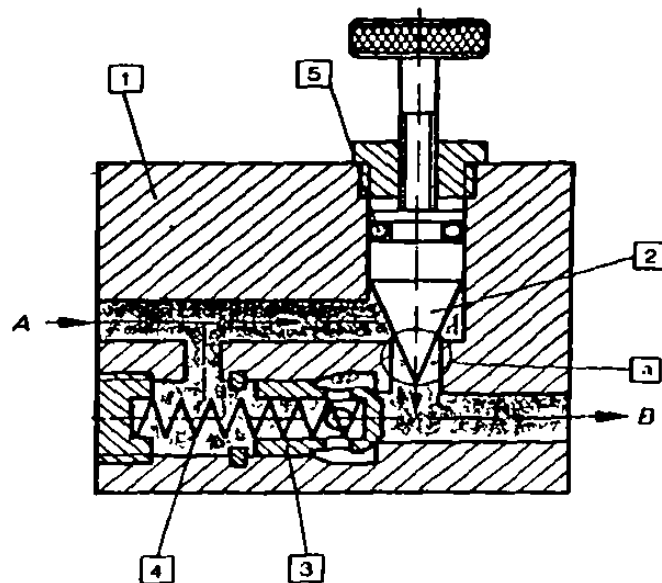
## 9.5. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN Y ANTIRRETORNO REGULABLE.

### OBJETIVO:

Debe limitar el caudal del líquido a presión en un sentido (estrangular) y en sentido contrario debe abrir toda la sección de paso (válvula antirretorno)

### CONSTRUCCIÓN:

Es una combinación de una válvula de estrangulación regulable y de una válvula antirretorno

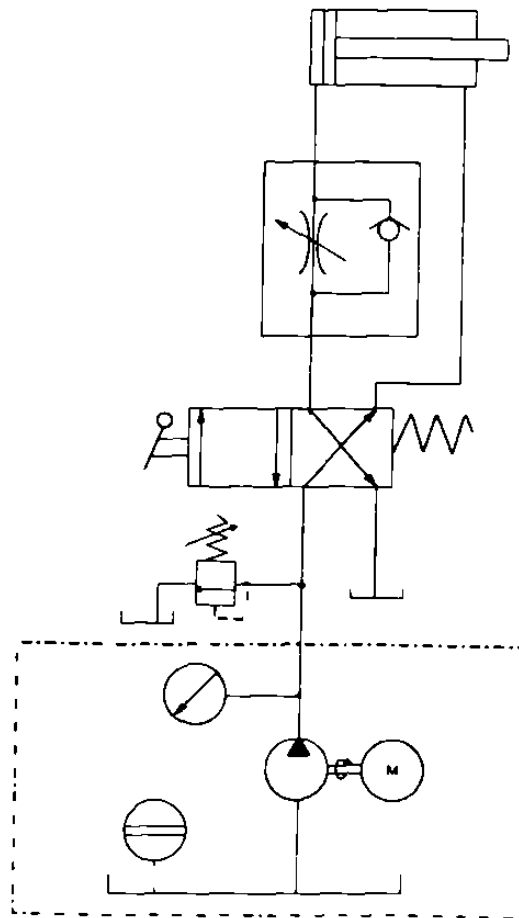


**Figura 9.11.** Corte transversal de válvula de estrangulación

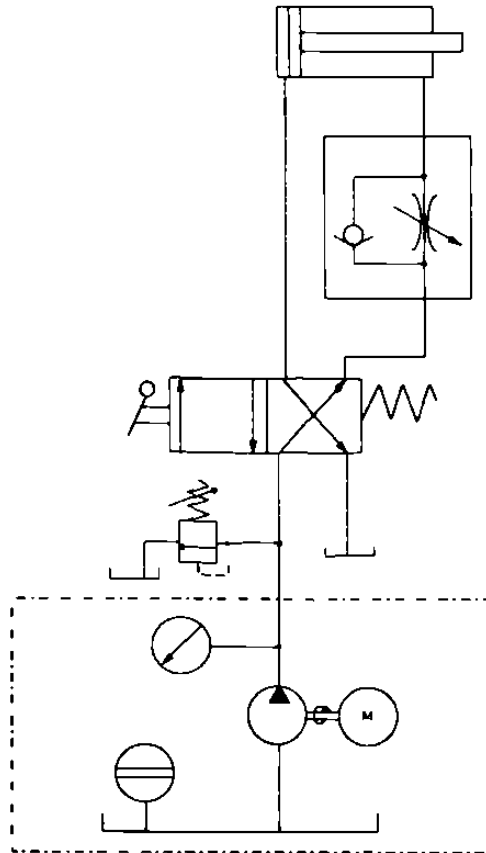
- |                                |   |
|--------------------------------|---|
| 1) Cuerpo de la válvula        | 5) Junta anular                                     |
| 2) Tornillo de estrangulación  | <b>Sentido de a → b (estrangulación)</b>            |
| 3) Cono (válvula antirretorno) | <b>Sentido de b → a (caudal sin estrangulación)</b> |
| 4) Muelle                      |   |

**EJERCICIO 5**

Controlar la velocidad de avance de un cilindro de doble efecto



a) Arreglo 1



b) Arreglo 2

**Figura 9.12.** Circuito Hidráulico del ejercicio 5

a) Arreglo 1

b) Arreglo 2

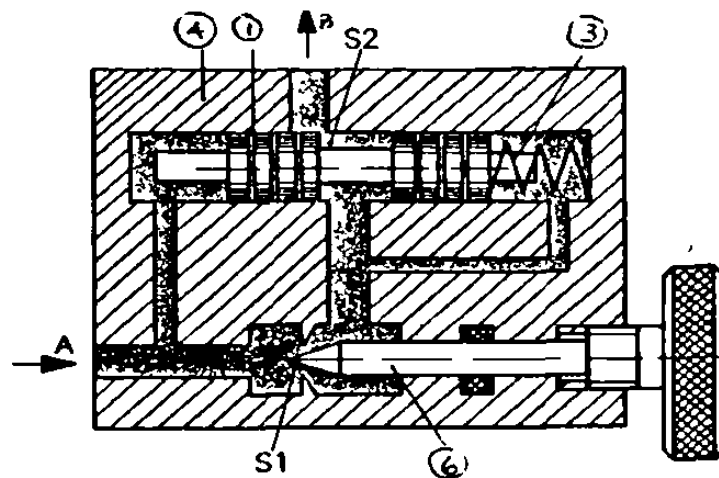
**\* NOTA:** La desventaja del arreglo #1 es que si el cilindro esta vertical y con la carga hacia abajo o sea el avance hacia abajo, el mismo peso de la carga jalara el cilindro por completo

## 9.6. REGULADOR DE CAUDAL, DE DOS VÍAS (O VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DE PRESIÓN COMPENSADA).

### OBJETIVO:

Puede mantener constante el caudal ajustado que sale (V) o (Q), aunque las presiones de salida y entrada varíen

### CONSTRUCCIÓN:



**Figura 9.13.** Corte transversal de la válvula reguladora de caudal

- |                            |                               |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1) Embolo de regulacion    | 4) Cuerpo                     |
| 2) Intersticio anular (S1) | 5) Intersticio anular (S2)    |
| 3) Muelle de compresion    | 6) Tornillo de estrangulacion |

**\*NOTA** El muelle de compresion y el embolo de regulacion forman una balanza de presion esto mantiene el caudal constante

Explicacion y prueba matematica de como la balanza de presion compensa las fluctuaciones de presion y mantiene asi constante el caudal

$P_{e1}$  = Presion del liquido en A

$P_{e2}$  – Presion del liquido (Despues del tornillo de estrangulacion)

$P_{e3}$  – Presion en la salida B

$A_1, A_2$  Superficies del embolo

$F_f$  Fuerza del muelle (Cte pues las carreras son pequeñas)

$F_2 = A_1 P_{e2} + F_f$

$F_1 = A_1 P_{e1}$

### EN EQUILIBRIO

$F_1 = F_2$

$A_1 P_{e1} = A_1 P_{e2} + F_f$

$P_{e1} = P_{e2} + F_f/A_1$

$P_{e1} - P_{e2} = F_f/A_1$

### COMO $F_f$ Y $A_1$ SON CONSTANTES

$P_{e1} - P_{e2} = \Delta P = CTE$

### EJERCICIO 6

Un proceso de manufactura (maquinado), esta siendo efectuado por un accionamiento de fuerza hidraulico. Desarrollar el circuito segun las siguientes condiciones

- 1 - La velocidad de aproximacion debe ser rapida
- 2 - La velocidad de trabajo debe ser mas lenta y ajustable
- 3 - La velocidad de retroceso debe ser rapida

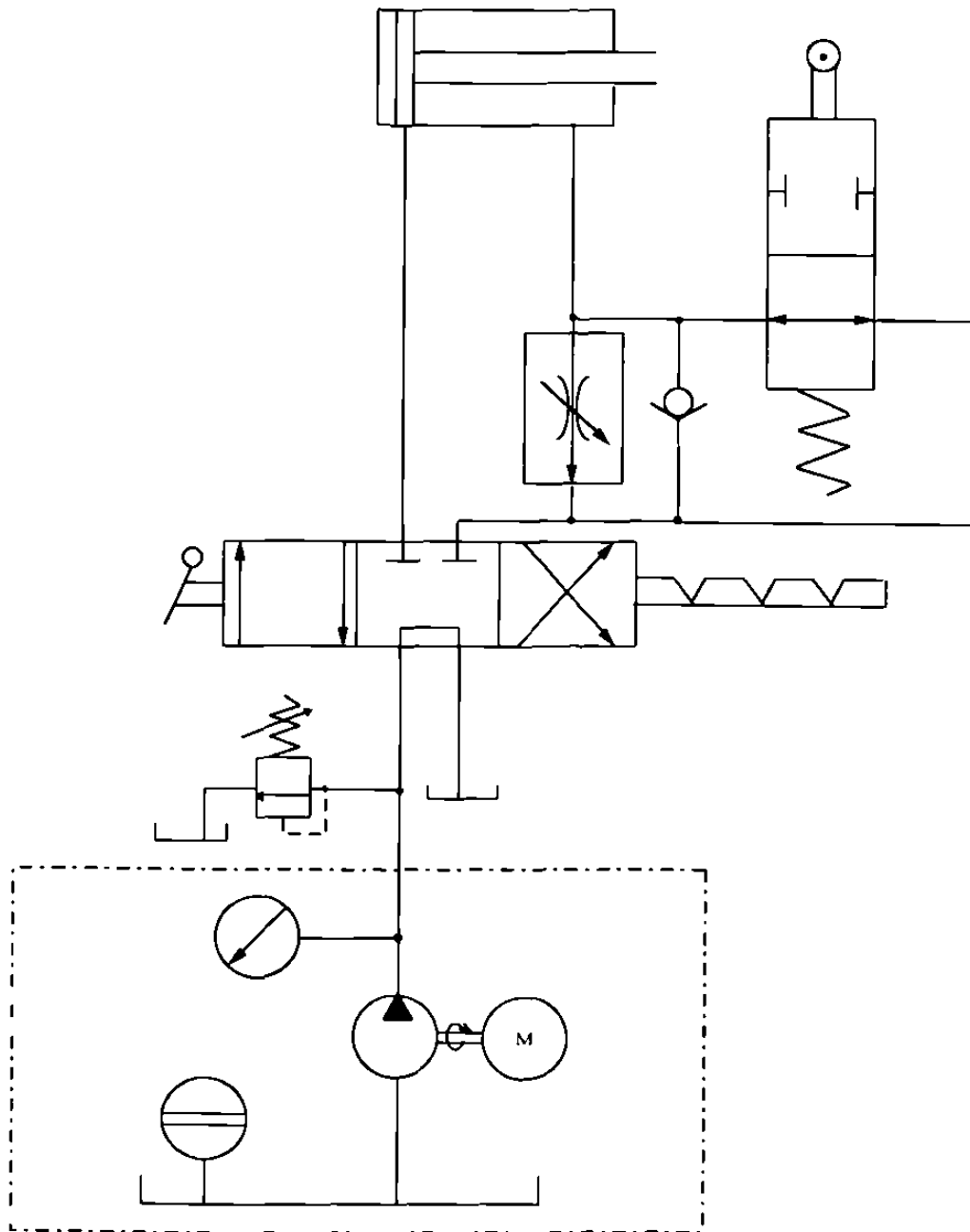


Figura 9.14. Circuito Hidraulico del Ejercicio 6

### 9.6.1. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN.

#### OBJETIVO:

La válvula de estrangulación debe producir una resistencia hidráulica

#### CONSTRUCCIÓN:

Consta del cuerpo con los orificios de empalme y de un estrechamiento constante (taladro del estrangulador)

#### FUNCIONAMIENTO:

Al pasar el líquido por el estrechamiento, por la fricción, este estrechamiento actúa como una resistencia. La energía hidráulica se transforma en energía térmica. Esta pérdida de energía se expresa como caída de presión.

La diferencia entre ambas presiones se denomina  $\Delta P = P_{e1} - P_{e2}$

El caudal que pasa por la válvula de estrangulación depende

- De la sección del estrechamiento
- De la diferencia de presión  $\Delta P$ , es decir, de la magnitud de la contra presión  $P_{e2}$
- De la viscosidad del líquido a presión

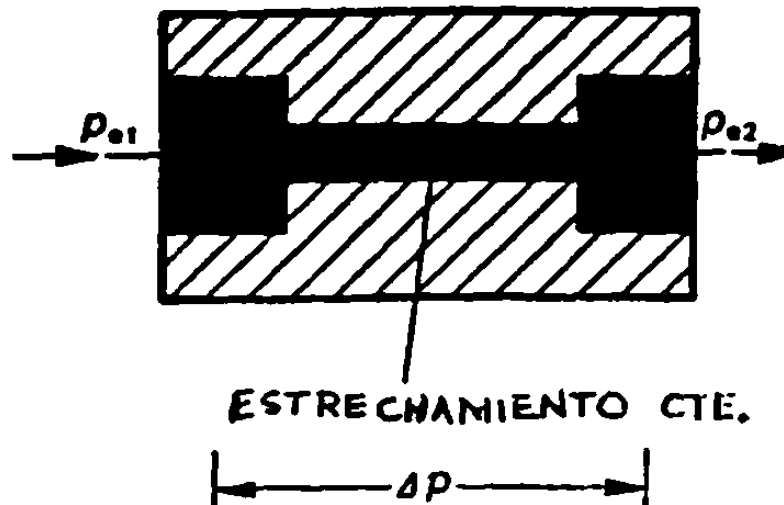
Si hay secciones de diverso tamaño, tiene validez lo siguiente

- Sección grande - Resistencia pequeña - Gran caudal
- Sección pequeña - Gran resistencia - Pequeño caudal



**APLICACIÓN:**

Se utiliza para modificar de forma sencilla la velocidad, cuando las condiciones de presión son mas o menos constantes ( $\Delta P$  constantes) y no se necesitan velocidades exactas (Prensas, mesas elevadoras, etc)



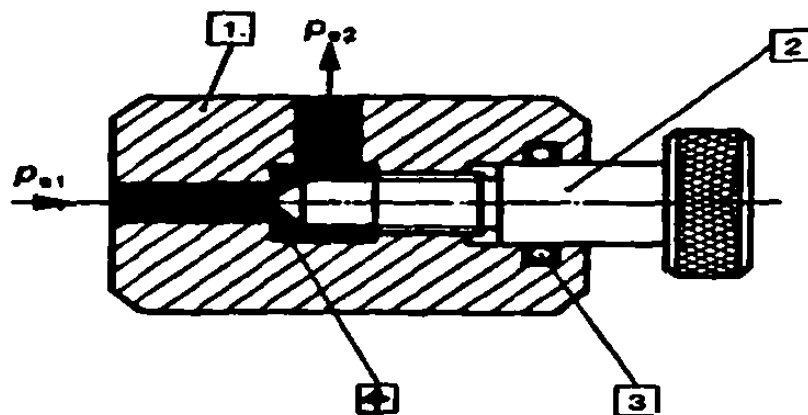
**Figura 9.15.** Corte transversal de válvula de estrangulación

Ademas se utiliza con mucha frecuencia para amortiguar choques de presión (por ejemplo para manómetros)

### 9.6.2. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN REGULABLE.

**FUNCIÓN:**

Debe producir una resistencia hidráulica ajustable

**CONSTRUCCIÓN:**

**Figura 9.16.** Corte transversal de la válvula de estrangulación regulable

- |                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| 1) CUERPO                 | 3) JUNTA              |
| 2) TORNILLO DE REGULACION | 4) INTERSTICIO ANULAR |

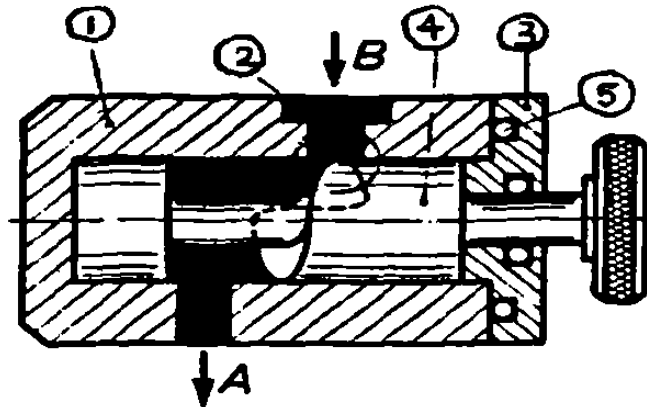
### 9.6.3. VÁLVULA DE ORIFICIO REGULABLE.

**OBJETIVO:**

Debe producir una resistencia hidraulica ajustable La viscosidad del liquido a presion casi no influye en absoluto sobre el caudal que pasa

**FUNCIONAMIENTO:**

La leva de envolvente cubre una gran parte y forma así el orificio de estrangulacion Girando dicha leva se puede modificar el tamaño de la abertura Con una válvula de orificio, el caudal puede ajustarse con mas exactitud

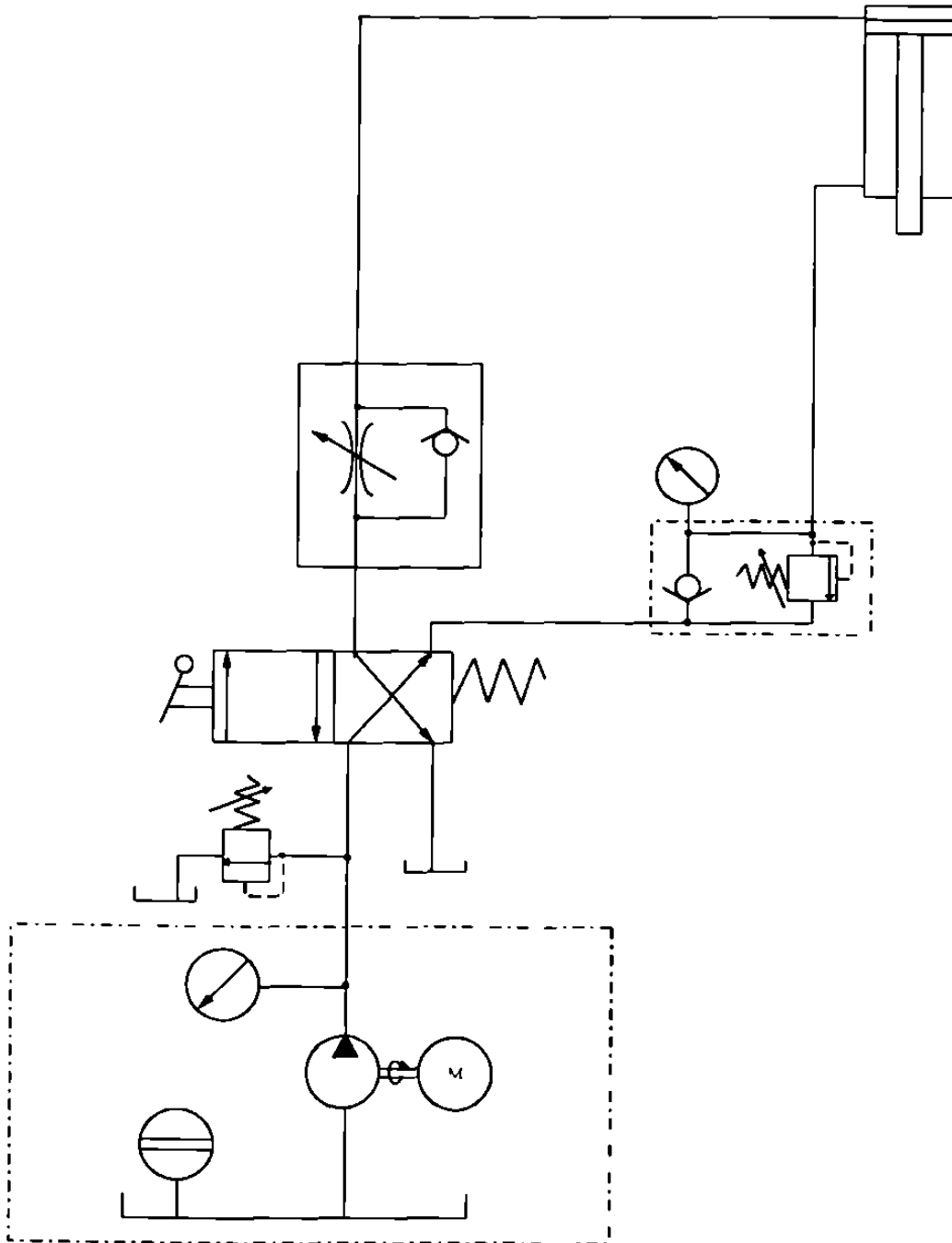
**CONSTRUCCIÓN:**

**Figura 9.17.** Corte transversal de la valvula de orificio regulable

- |              |                       |
|--------------|-----------------------|
| 1) Cuerpo    | 4) Leva de Envoltente |
| 2) Diafragma | 5) Juntas             |
| 3) Tapa      |                       |

**EJERCICIO 7**

Controlar la velocidad de avance en un cilindro de doble efecto por medio de una valvula contrabalance



**Figura 9.18.** Circuito Hidraulico del ejercicio 7

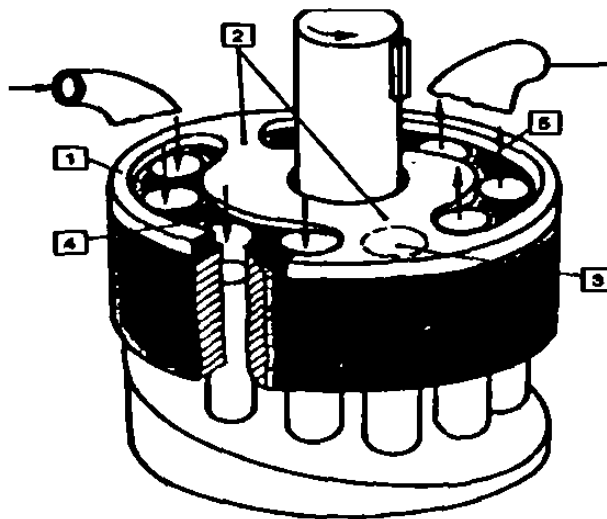
## 9.7. MOTOR HIDRÁULICO (De giro ilimitado)

### OBJETIVO:

Debe entregar un par por el eje, de salida de fuerza Para ello en el se convierte la energía hidráulica en energía mecánica

### CONSTRUCCIÓN:

El motor de émbolos auxiliares con disco inclinado consta de las siguientes partes



**Figura 9.19.** Corte transversal del motor hidráulico

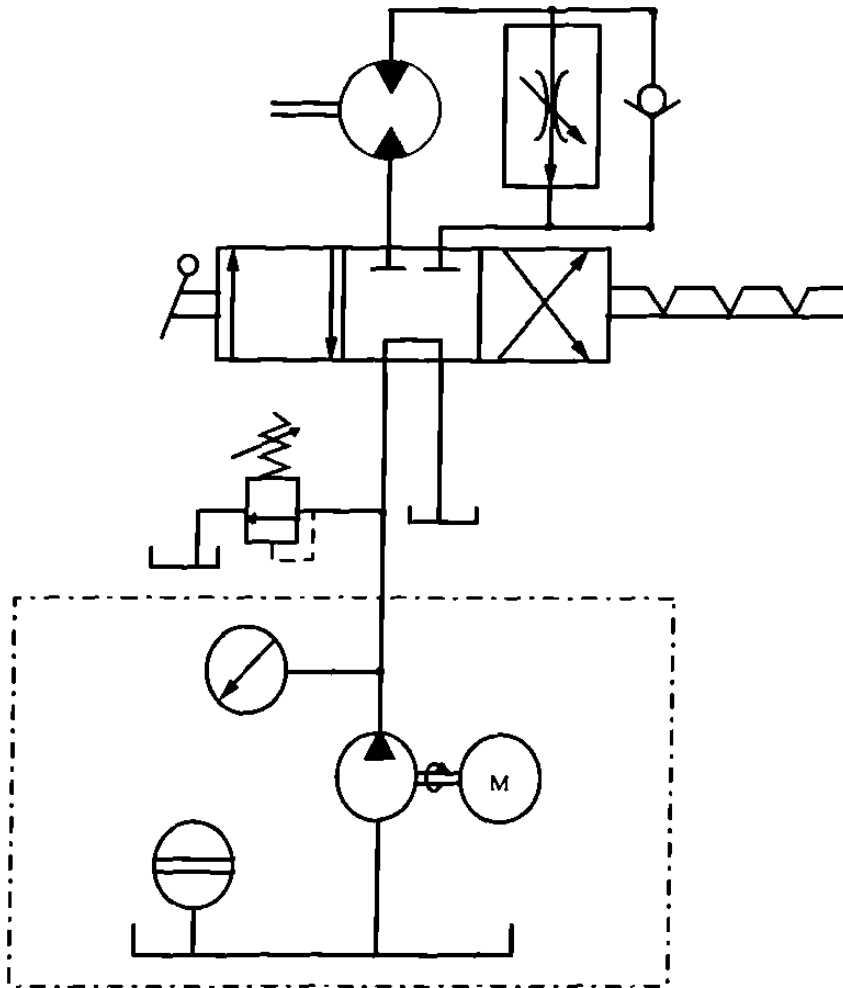
- |                            |                     |
|----------------------------|---------------------|
| 1) Cuerpo                  | 5) Cojinete del eje |
| 2) Tambor                  | 6) Disco de mando   |
| 3) Émbolo axial            | 7) Disco inclinado  |
| 4) Eje de salida de fuerza |                     |

El número de émbolos axiales en el tambor puede elegirse de modo opcional. Para que el motor funcione deben ser, empero, por lo menos 3. Cuantos más émbolos tenga el motor hidráulico, tanto más uniforme será su movimiento de rotación.

Por pérdidas que se producen por fugas en los émbolos axiales y entre el disco de mando y el tambor, el líquido a presión pasa continuamente a la cámara del cuerpo del motor. Este líquido ha de evacuarse por una tubería de fuga, de tal manera que el cuerpo esté siempre lleno. Si se vaciara, podría entrar aire al sistema hidráulico.

## **EJERCICIO 8**

Controlar la velocidad de rotación de un motor hidráulico en un solo sentido de giro, permitiendo su libre rotación en sentido contrario utilizando una válvula reguladora de caudal de presión compensada.



**Figura 9.20.** Circuito hidraulico del ejercicio 8

## 9.8. CILINDRO DIFERENCIAL.

Al salir el vástago del émbolo, el líquido a presión de la cámara anular del lado del vástago pasa, junto con el caudal  $Q_p$  de la bomba, al lado del émbolo. La velocidad de avance  $v_1$ , por la relación de superficies  $A_1 = 2 A_2$ , es igual a la velocidad de retorno  $v_2$

Para un cilindro de doble efecto con relación de superficies

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{2}{1} \text{ o } 2:1 \quad (\text{Pueden ser otras relaciones})$$

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad A_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$$

donde

$d_1$  = diametro del émbolo

$d_2$  = diametro del vástago

como

$$F_1 = p A_1 \text{ y } F_2 = p A_2$$

sustituyendo la relacion de areas

$$A_1 = 2A_2$$

igualando  $p$  nos queda

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \text{ y } \therefore F_1 = F_2 \left( \frac{1}{2} \right)$$

#### **DESVENTAJA DE ESTE CIRCUITO:**

Poca fuerza en el avance porque es una diferencia de fuerzas

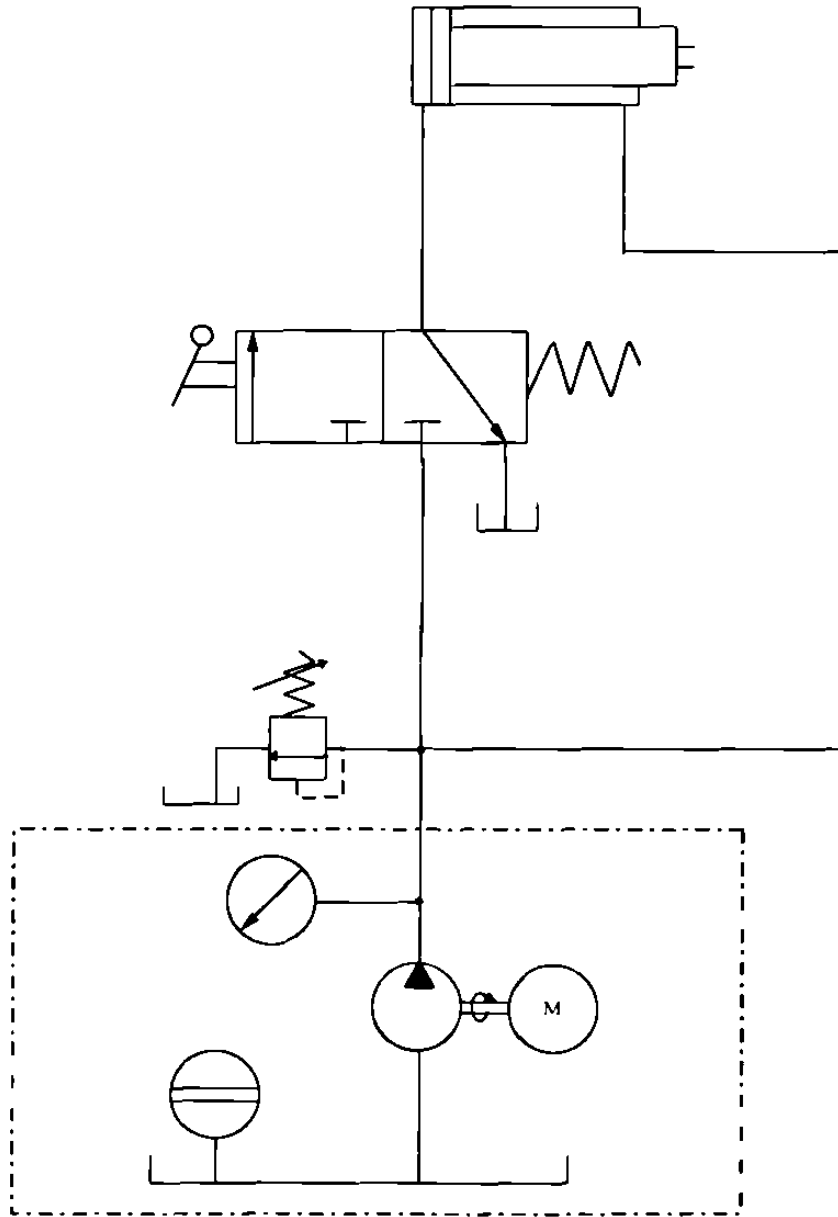
#### **VENTAJA DE ESTE CIRCUITO:**

Sale con velocidad alta ya que el caudal es aumentado pues al caudal que envia la bomba se le suma el caudal desalojado por el lado del vástago



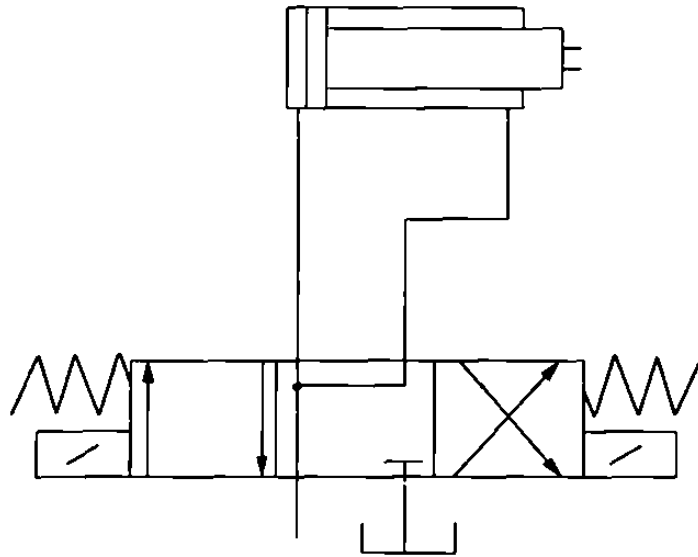
**EJERCICIO 9**

Teniendo un cilindro diferencial ¿Como controlar el avance y retroceso del vástago con una valvula 3 2?



**Figura 9.21.** Circuito hidraulico del ejercicio 9

Otro arreglo del ejercicio anterior sería **Circuito diferencial (circuito de circunvalación)**:



**Figura 9.22.** Circuito hidraulico del ejercicio 9 (otro arreglo)

#### **APLICACIÓN:**

Se emplea en sistemas hidraulicos, con el objeto de elevar la velocidad de avance o igualarla a la del retorno. Como el caudal del liquido desplazado se emplea directamente sumándose al caudal de la bomba, se puede emplear una bomba de menor potencia. El embolo esta sujeto hidraulicamente por el liquido actuante por ambos lados.

Con este arreglo sale con velocidad mas baja pero tiene mas fuerza en el avance.

## CAPÍTULO 10

# DIMENSIONADO DE TUBERÍAS Y PERDIDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS, TUBERÍAS Y OTROS ELEMENTOS.

Los diversos elementos de un sistema hidráulico son conectados entre sí mediante tubos flexibles o rígidos

Los diámetros de los tubos flexibles y rígidos inciden sobre la cuantía de la pérdida de presión en los conductos. Ellos determinan fundamentalmente el grado de eficiencia de todo el sistema. Con el fin de que las pérdidas de presión en las tuberías, en las flexiones, en los codos y en los racores en codo no sean demasiado elevadas, es recomendable diseñar el sistema hidráulico previendo determinadas velocidades máximas del flujo.

En base a lo anterior puede calcularse la sección de la corriente de aceite aplicando la fórmula (5.3)

$$A = \frac{Q}{u}$$

donde

$Q$  = caudal volumétrico

$v$  = velocidad del flujo

A continuación puede determinarse el diámetro necesario de los tubos utilizados en el sistema hidráulico

### CÁLCULO DE DIÁMETRO DE LAS TUBERIAS:

$$A = \frac{Q}{v} \text{ y como}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (10.1)$$

En consecuencia el diámetro será

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q}{v}$$

$$d^2 = \frac{4Q}{\pi v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

#### 10.1. TUBOS FLEXIBLES.

Los tubos flexibles se utilizan para conectar equipos o elementos hidráulicos móviles y si por razones de espacio no pueden utilizarse tubos rígidos (especialmente en la hidráulica

movil). Además, los tubos flexibles también amortiguan los ruidos y vibraciones. Están compuestos de varias capas



**Figura 10.1** Estructura de un tubo flexible

La capa interior (1) es de goma sintética, teflón, elastómero de poliéster, perbunan o neopreno. La capa intermedia de refuerzo es de acero y/o de poliéster o rayón (2).

La capa intermedia (3), por su parte, puede estar constituida por varias capas en función de la presión.

La capa exterior es de goma resistente a la abrasión, elastómero de poliéster o poliuretano o de otro material.

Las tuberías pueden estar provistas de un recubrimiento adicional de espirales o tejido para protegerlas frente a daños mecánicos.

### 10.1.1. SELECCIÓN DE TUBOS FLEXIBLES.

Al seleccionar los tubos flexibles deberán tomarse en cuenta las funciones y los factores operativos.

Los tubos flexibles, además de servir de conducto para el líquido que transmite la fuerza, están expuestos también a influencias químicas, térmicas y mecánicas

La presión de trabajo (dinámica y estática) tiene que ajustarse cuidadosamente. Los picos de presión que se producen cuando conmutan rápidamente las válvulas pueden llegar a ser muy superiores a las presiones nominales

Solo son válidos los datos ofrecidos por el fabricante en relación con el diámetro nominal, la carga admisible y la resistencia química y térmica

Las normas válidas para el diámetro nominal y la presión son DIN 20022 y 20022. Las normas de control relacionadas a los tubos flexibles están establecidas en DIN 20024

#### **10.1.2. DEFINICIONES.**

- Presión de trabajo máximo admisible

Datos indicados por el fabricante en relación con la presión estática y, por lo general, también dinámica. El valor de la presión de trabajo estática es indicada con el cuadruple del límite de seguridad, lo que significa que la presión de trabajo equivale a  $\frac{1}{4}$  de la presión de estallido

- Presión de estallido

Este valor solo tiene función de control. El tubo no debe reventar ni perder estanqueidad si las presiones son inferiores a la presión de estallido

- Presión de control

Con fines de control, los tubos son expuestos a una presión dos veces superior a la presión de trabajo durante por lo menos 30 segundos y máximo 60 segundos

- Cambio de longitud

Todos los tubos flexibles cambian su longitud en función de su estructura. Dicho cambio no deberá exceder los límites de + 2% y - 4%.

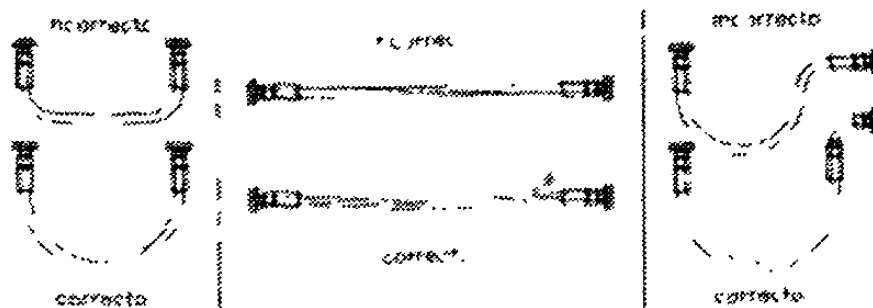
- Radio flector

El valor indicado para el radio flector mínimo se refiere a un tubo inmóvil expuesto a presión de trabajo máxima. Por razones de seguridad deberán evitarse radios más pequeños.

- Temperatura de trabajo

Los valores relacionados a las temperaturas se refieren al aceite que fluye a través del tubo flexible. Si las temperaturas son elevadas disminuye la vida útil de los tubos.

La longitud es un parámetro importante a tener en cuenta al efectuar el montaje de los tubos. Concretamente, deberá procurarse que sea factible mover los elementos sin que por ello se produzcan tirones en las tuberías. Además, los radios de curvatura deberán ser lo suficientemente grandes. En la siguiente figura se ofrecen algunas reglas fundamentales para el montaje de tuberías.



**Figura 10.2** Reglas para el montaje de tuberías

En la hidráulica móvil y en sistemas estacionarios de gran envergadura suelen utilizarse tuberías como elementos de conexión. En consecuencia, al calcular las dimensiones de los equipos hidráulicos deberá tenerse en cuenta la pérdida de presión  $\Delta p$  en las tuberías.

$\Delta p$ en bar/m, sin elementos de conexión		$(\rho=850 \text{ kg/m}^3; \nu=20 \text{ mm}^2/\text{s})$									
NG	da mm	10 l/min	20	30	50	70	100	125	150	175	200 l/min
6	14	0.33	1.13	2.16							
	18	0.14	0.46	0.88							
8	16	0.10	0.31	0.59	1.41	1.2					
	20	0.045	0.12	0.23	0.55	0.97	0.82	1.2			
10	19	0.045	0.12	0.23	0.55	0.97	0.82	1.2			
	22	0.02	0.04	0.08	0.19	0.37	0.65	0.96	0.68	0.87	1.1
12	20	0.02	0.04	0.08	0.19	0.37	0.65	0.96	0.68	0.87	1.1
	26	0.008	0.02	0.03	0.075	0.15	0.27	0.39	0.57	0.73	0.92
16	26			0.01	0.041	0.07	0.14	0.2	0.27	0.35	0.43
	30				0.021	0.04	0.073	0.1	0.15	0.186	0.23
20	30				0.012	0.02	0.041	0.06	0.077	0.106	0.136
	34					0.013	0.025	0.035	0.05	0.06	0.083
24	36					0.009	0.016	0.023	0.032	0.04	0.051
	38.1						0.01	0.015	0.02	0.025	0.033
32	46						0.004	0.006	0.008	0.011	0.014
	50.8						0.003	0.004	0.005	0.007	0.009
40	60.3									0.003	0.004

**Tabla 10.1** Pérdidas de presión  $\Delta p$  de fluidos en tuberías (prof. Charchut)



Las tuberías podrán estar conectadas a los elementos o entre sí mediante racores o acoplamientos rápidos. Los elementos de conexión garantizan el buen funcionamiento de los sistemas hidráulicos.

Según DIN 24950, se puede diferenciar entre los siguientes tipos de sujeción en el extremo del tubo.

- Acoplamiento roscado

En este caso, el tubo es fijado mediante roscado axial de diversos elementos. Este tipo de acoplamiento por lo general puede montarse sin recurrir a herramientas especiales y, además, es reutilizable.

- Acoplamiento a presión (compresión)

Para fijarse el tubo, tiene que deformarse por lo menos un elemento del sistema de acoplamiento. Estos acoplamientos solo pueden montarse con herramientas especiales y no pueden volver a utilizarse.

- Acoplamiento de segmentos

En este caso, el tubo es fijado mediante elementos o segmentos de sujeción exteriores. Este tipo de acoplamiento es reutilizable y puede montarse sin herramientas especiales.

- Acoplamiento con abrazaderas

En ellos, los tubos son fijados presionando las abrazaderas del tipo DIN 3017 o DIN 32620. Según la versión de que se trate, estos acoplamientos pueden montarse con o sin herramientas especiales y algunos son reutilizables. Cabe destacar, sin embargo, que no se prestan para presiones altas.

- Acoplamiento enchufables

Suelen estar compuestos de una boquilla que deforma el tubo cuando este se coloca. Este acoplamiento puede montarse sin herramientas especiales y es reutilizable, aunque no es apropiado para presiones altas.

Según DIN 24950, se puede distinguir entre los siguientes tipos de sujeción en el extremo de conexión

- Conexión atornillable: Provista de rosca
- Conexión con tubo: Provista de un tubo para racor con rosca cortante
- Conexión embridada: Provista de bridas
- Conexión anular: Provista de anillos.
- Conexión por acoplamientos: Provista de la mitad simétrica o asimétrica de un elemento acoplador.
- Conexión de collar: Provista de un collar

Otras piezas que llevan los acoplamientos son

- Tuerca de racor.
- Montura: Se trata de la parte constructiva de un acoplamiento que sujeta el tubo. Las monturas se clasifican en monturas de rosca, de presión y de abrazaderas.
- Boquilla: Pieza a la que es montado el tubo, estableciendo la conexión respectiva del lado de la conexión de acoplamiento. Según DIN 24950, las boquillas se diferencian según el lado en el que se encuentren, es decir, pueden ser boquillas del lado del tubo o del lado de la conexión.

- ◇ Boquilla en el lado del tubo Boquillas atornillables, presionables o enchufables
- ◇ Boquilla en el lado de la conexión Boquillas de conexión por rosca, con cabeza de bifurcación, atornillables, con tubo, con collar, con brida y con anillo

Los acoplamientos rápidos permiten una conexión y desconexión veloz de los elementos. Pueden estar provistos de una válvula de antirretorno desbloqueable mecánicamente. Dicha válvula permite un montaje sin que se pierda fluido si el sistema no está bajo presión.

## 10.2. TUBOS RÍGIDOS.

Según DIN 2391, deberán utilizarse tubos de precisión de acero sin costura de soldadura. El grosor del acero de los tubos depende de la presión máxima más un factor de seguridad para picos de presión.

Antes de efectuar el montaje, los tubos son doblados en frío o caliente utilizando las herramientas correspondientes. Después de este proceso, los tubos deberán enjuagarse para eliminar, por ejemplo, la capa de oxidación originada durante el tratamiento térmico.

Para conectar tubos con tubos o tubos con quipos se utilizan los siguientes sistemas:

- Uniones roscadas. Hasta un diámetro nominal de 38 (en función de la presión de trabajo)
- Uniones embridadas. A partir de un diámetro nominal de 30

Las uniones roscadas, por su parte, se clasifican según DIN 3850:

- Uniones roscadas sin soldadura
- Unión por racor con rosca cortante
- Uniones anulares roscadas con doble cono
- Uniones roscadas soldadas

- Uniones roscadas con casquillos y tornillo con collar
- Uniones roscadas con casquillos esfericos

El sistema de racor con rosca cortante es el mas difundido por su sencillez. Cuando se ajusta la tuerca de racor, la rosca cortante avanza en el cono interior de la boquilla. En el tubo se abre un reborde que es presionado contra un tope que cierra hermeticamente.

Segun DIN 3850, las uniones roscadas se clasifican como elementos de union y conexion.

Denominación	según DIN
Anillo de corte	3861
Anillo conico doble	3862
Casquillo esferico	3863
Casquillo con collar	3864
Aro de presion	3867

**Tabla 10.2** Lista de elementos de union

Denominación		según DIN	Tipo de elemento de unión
Tuerca de rácor	A	3870	Anillo de corte
	B		Anillo conico doble
	C		Casquillo con collar soldado con estaño
			Casquillo con collar soldado
Tuerca de racor		3872	Anillo de corte con aro de presion
Tornillo de racor	A	3871	Anillo de corte
	C		Anillo conico doble
			Casquillo esferico
			Casquillo con collar

**Tabla 10.3** Lista de elementos de conexion

En las uniones roscadas se utilizan los siguientes tipos de empalmes

- Empalmes rectos

- Empalmes en angulo, en L, en T o en cruz
- Empalmes atornillados y soldados

Las diversas versiones de estos empalmes esten especificadas en la norma DIN 3850

En dicha norma se indican asimismo los datos sobre los diametros y las presiones nominales de los empalmes normalizados

Las bridas se emplean para tubos de mayores dimensiones La brida puede estar soldada o atornillada al tubo

En la hidraulica suelen utilizarse roscas Withworth, roscas metricas finas o roscas NTP (conicas)

### 10.3. TIPOS DE CAUDAL

El caudal en una tuberia puede ser laminar o turbulento

- **LAMINAR:** Las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias lisas o en capas o laminas, deslizando una capa sobre la adyacente
- **TURBULENTO:** Las partículas del fluido se mueven siguiendo trayectorias muy irregulares, en este tipo de flujo se producen mas pérdidas

El coeficiente de Reynolds (Re) permite calcular el tipo de caudal que fluye en un tubo liso

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (10.2)$$

Flujo laminar  $Re < 2300$

Flujo turbulento  $Re > 2300$

El coeficiente crítico de  $Re$  ( $Re_{crit}$ ) en tubos redondos y lisos tiene un valor de 2300

$v$  – Velocidad del flujo

$d$  – Diámetro del tubo

$\nu$  – Viscosidad cinemática ( $m^2 s$ )

Un caudal turbulento no vuelve a ser inmediatamente laminar si baja del valor  $Re_{crit}$ . El caudal solo vuelve a ser laminar al bajar hasta  $\frac{1}{2} Re_{crit}$ .

La velocidad crítica es, en consecuencia, la velocidad a partir de la cual el caudal pasa de laminar a turbulento

$$v_{crit} = \frac{Re_{crit} \nu}{d} = \frac{2300\nu}{d}$$

Se recomienda no rebasar  $Re_{crit}$ , con el fin de evitar pérdidas por fricción en los sistemas hidráulicos

La velocidad crítica no es un valor fijo, ya que depende de la viscosidad del fluido y del diámetro del tubo. Por esta razón suelen aplicarse valores empíricos en la práctica. En ese sentido, se aplican los siguientes valores de  $v_{crit}$

- Tuberas de impulsión

Hasta 50 bar de presión de trabajo 4.0 m/seg (13.12 pie/seg)

Hasta 100 bar de presión de trabajo 4.5 m/seg (14.76 pie/seg)

Hasta 150 bar de presión de trabajo 5.0 m/seg (16.40 pie/seg)

Hasta 200 bar de presión de trabajo 5.5 m/seg (18.04 pie/seg)

Hasta 300 bar de presión de trabajo 6.0 m/seg (19.68 pie/seg)

- Tuberas de aspiracion 1.5 m/seg (4.92 pie/seg )
- Tuberas de retorno 2.0 m/seg (6.56 pie/seg )

### Ejemplo 10.1 Magnitudes conocidas

$$v_1 = 1 \text{ m/s}$$

$$v_3 = 5 \text{ m/s}$$

$$v_4 = 100 \text{ m/s}$$

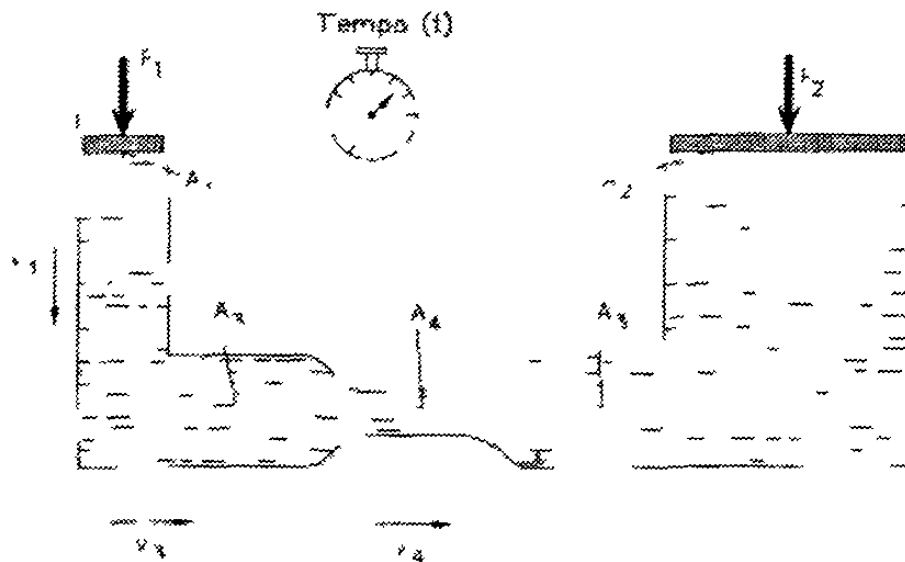
$$v = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$d_1 = 10 \text{ mm}$$

$$d_3 = 5 \text{ mm}$$

$$d_4 = 1 \text{ mm}$$

¿Cuales son los tipos de caudal en los segmentos A1, A3 y A4 de la figura 10.3?



**Figura 10.3** Tipos de caudal

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$Re_1 = \frac{1,000mm \cdot 10mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 250$$

$$Re_3 = \frac{4,000mm \cdot 5mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 500$$

$$Re_4 = \frac{10,000mm \cdot 5mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 2,500$$

El caudal es turbulento solamente en el segmento A4, ya que  $2500 > 2300$ . El caudal vuelve a ser laminar en el segmento A3 detras del segmento de estrangulamiento, ya que  $500 < 1150$ , aunque solo despues de un cierto tramo de regularizacion

#### 10.4. FRICCIÓN, CALOR, PERDIDA DE PRESIÓN.

Existe friccion en todos los elementos y conductos por los que fluye el liquido de un sistema hidráulico. Se trata principalmente de la friccion que surge en las paredes de los conductos (friccion exterior). Ademas tambien hay una friccion entre las capas del fluido (friccion interna).

La friccion provoca un calentamiento del fluido y, en consecuencia, de los elementos del sistema hidraulico. Este calentamiento tiene como consecuencia una reduccion de la presion, con lo que tambien disminuye la presion efectiva en la unidad motriz.

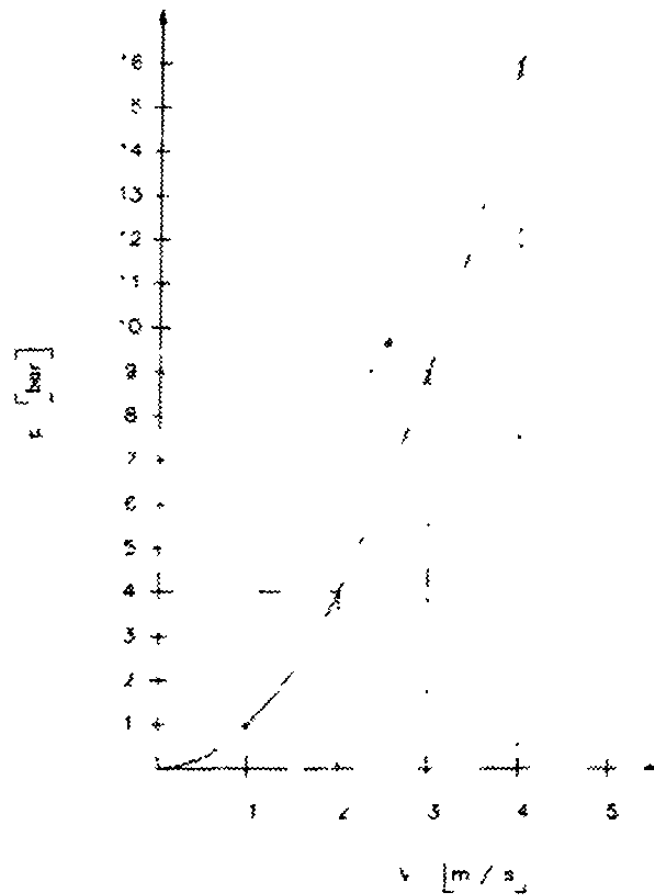
La cuantia de la pérdida de presion depende de las resistencias internas del sistema hidraulico. Estas resistencias internas son influidas por los siguientes factores:

- Velocidad del flujo (superficie de la seccion, caudal volumetrico)
- Tipo de caudal (laminar, turbulento)



- Tipo y cantidad de diámetros reducidos en el sistema de conductos (elementos de estrangulamiento, diafragmas)
- Viscosidad del aceite (temperatura, presión)
- Longitud de los tubos y cambios de la dirección del caudal
- Características de las superficies
- Conducción de los tubos

En términos generales, la velocidad del flujo es el factor que determina en mayor medida las resistencias internas, ya que la resistencia aumenta al cuadrado en relación con la velocidad



**Figura 10.4.** La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal

## 10.5. RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS.

La fricción entre las capas del líquido que fluye y la adherencia del fluido en la pared de los tubos conforman una resistencia que puede medirse o calcularse obteniéndose un resultado expresado en pérdida de presión. Puesto que la velocidad del flujo como magnitud al cuadrado influye intensamente sobre la resistencia, no se deben exceder los valores de orientación.

### Ejemplo 10.2

Por un tubo de diámetro nominal de 6 mm (NG6) fluye un caudal con una velocidad de  $v = 0.5$  m/s

La viscosidad cinemática es de  $\nu = 100$  mm<sup>2</sup>/s a 15°C

La densidad es de  $\rho = 850$  kg/m<sup>3</sup>

Calcule la pérdida de presión  $\Delta p$  en un tubo de 1 m de longitud

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (10.3)$$

en donde

$\lambda$  - Coeficiente de resistencia o de fricción en el tubo

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (10.4)$$

Para poder calcular el coeficiente de fricción  $\lambda$ , deberá calcularse primero el coeficiente de Reynolds (Re) con la siguiente ecuación conocida

$$Re = \frac{v d}{\nu}$$

Magnitudes conocidas

$$\nu = 100 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

$$= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$d = 6 \text{ mm}$$

$$v = 0.5 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{0.5 \times 0.006}{1 \times 10^{-4}}$$

Re = 30 (véase tabla A-1 del apéndice)

Coefficiente de fricción en el tubo

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

$$\lambda = \frac{75}{30}$$

(Véase tabla A-1 del apéndice)

$$\lambda = 2.5$$

y sustituyendo en la ecuación (10.3)

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot v^2$$

$$\Delta p = (2.5) \frac{(1000 \text{ mm/m})(850 \text{ kg/m}^3)(0.5 \text{ m/s})^2}{(6 \text{ mm})(2)}$$

$$\Delta p = 44,270 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{m}} \quad \text{como} \quad 1 \text{ N} = 1 \text{ Kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\Delta p = 44,270 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 1 \text{ Kg} \frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}$$

$$\Delta p = 0.4427 \frac{\text{bar}}{\text{m}} \quad 1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2$$

(Véase tabla A-1 del apéndice)

## 10.6. PERDIDA DE PRESIÓN POR DESVÍOS.

Los codos, las piezas T, las bifurcaciones y los racores en codo provocan una considerable disminución de la presión al desviar el caudal. Las resistencias se deben especialmente a la geometría de los elementos y a la cuantía del caudal volumétrico.

Estas pérdidas de presión son cuantificadas recurriendo al coeficiente geométrico  $\tau$ , el cual ha sido determinado mediante ensayos para los elementos de desvío más frecuentes.

$$P = \tau \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

El coeficiente geométrico depende principalmente del coeficiente de Reynolds, por lo que se incluye en la fórmula un factor  $b$  en relación con el coeficiente  $Re$ . De este modo, la fórmula válida para los segmentos del caudal laminar es la siguiente:

$$\Delta p = \tau \cdot b \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (10.5)$$

Ejemplo 10.3.

Calcule la pérdida de presión  $\Delta p$  producida por un codo de diámetro nominal de 10 mm.

Magnitudes conocidas  $v = 5 \text{ m/s}$

Densidad del aceite  $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

Viscosidad cinemática  $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $15^\circ\text{C}$

En primer lugar, calcular  $Re$ .

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{(5m)(0.01m \cdot s)}{s(0.0001m^2)}$$

$$Re = 500$$

Factor segun la tabla A -2 del apendice b = 1.5

Coefficiente geométrico segun la tabla A -3 del apendice  $\tau = 1.2$

Por lo tanto sustituyendo en la ecuacion (10.5)

$$\Delta p = \tau \cdot b \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Delta p = (1.2)(1.5) \cdot \frac{(850kg)(25m^2)}{m^3 \cdot s^2 \cdot 2}$$

$$\Delta p = 19,125 N/m^2$$

$$\Delta p = 0.19125 bar$$

## 10.7. PERDIDA DE PRESIÓN EN LAS VÁLVULAS.

La pérdida de presión en las válvulas puede deducirse de las curvas características  $\Delta p$ -Q ofrecidas por los fabricantes. Las válvulas en las tuberías actúan como unidades de control de la energía ya que controlan o regulan la presión y el caudal volumétrico. Además, toda válvula es una resistencia.

### 10.7.1 DIMENSIONES NOMINALES.

Las dimensiones nominales de las válvulas son determinadas por los siguientes parámetros.

- **Tamaño nominal NG:**

Diametros nominales en mm

4, 6, 10, 16, 20, 22, 25, 30, 40, 50, 52, 63, 82, 100, 102,

- **Presión nominal ND:** (Presion de trabajo)

Presion expresada en bar (Pascal) para la que estan ajustados funcionalmente los equipos y elementos hidraulicos, acatando determinadas condiciones operativas

Niveles de presión segun VDMA 24312

25, 40, 63, 100, 200, 250, 315, 400, 500, 630,

- **Caudal nominal Qn:**

Cantidad de aceite (l/min ) que provoca una perdida de presion de  $p - 1$  cuando atraviesa la válvula (viscosidad del aceite de  $35\text{mm}^2/\text{seg}$  a  $40^\circ\text{C}$ )

- **Caudal máximo Qmax:**

Cantidad maxima de aceite (l/min ) que puede fluir a traves de la valvula provocando perdidas de presion correspondientemente elevadas

## 10.8. EL CALCULO DE RESISTENCIAS SE RIGE POR LA SIGUIENTE REGLA:

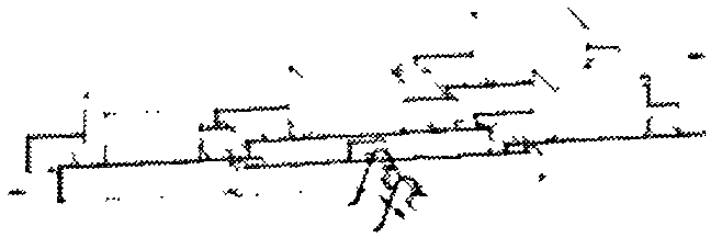
La resistencia total es igual a la suma de todas las resistencias parciales Los liquidos que fluyen pierden presion en direccion del caudal Esta perdida de presion se produce por las resistencias internas y solo puede determinarse de modo exacto efectuando las mediciones correspondientes Con ese fin, se mide la presion en dos puntos del sistema hidraulico, con

lo que se obtiene un dato sobre la pérdida de presión. La pérdida de presión es tanto mayor, cuanto más aumenta la velocidad del flujo.

#### EJERCICIO 10.4

##### Planteamiento del problema

En una vía de rodillos se transportan bloques de acero. Un sistema hidráulico de maniobras permite desplazar los bloques de una vía a otra (véase el plano de situación). Para desplazar los bloques de acero mediante cilindros hidráulicos se necesita una presión de por lo menos 30 bar. Cada uno de los elementos constructivos por los que fluye el caudal de aceite es una resistencia, por lo que es importante ajustar una presión correspondientemente más elevada en la válvula limitadora de presión.



**Figura 10.5** Plano de situación

Los líquidos que fluyen pierden presión en dirección del caudal. Esta pérdida de presión se produce por las resistencias internas y solo pueden determinarse de modo exacto efectuando las mediciones correspondientes. Con ese fin, se mide la presión en dos puntos del sistema hidráulico, con lo que se obtiene un dato sobre la pérdida de presión. La pérdida de presión es tanto mayor, cuanto más aumenta la velocidad de flujo.

El cálculo de las resistencias se rige por la siguiente regla:

**La resistencia total es igual a la suma de todas las resistencias parciales.**

### Realización del ejemplo.

El conexionado del esquema muestra el accionamiento del cilindro, además de las pérdidas de presión en el filtro y en las válvulas, se deberá agregar los datos correspondientes a la pérdida de presión en la válvula de 4/2 vías. En la curva característica de la válvula de 4/2 vías se indican las pérdidas de presión según datos del fabricante. Constate en el diagrama cuál es la pérdida de presión durante el avance y el retroceso, siendo el caudal volumétrico de  $8 \text{ dm}^3/\text{min}$ . La relación de superficies en el embolo es de 2:1.

A continuación, calcule la presión mínima que debe ajustarse en la válvula limitadora de presión para que el cilindro disponga de una presión de 30 bar. Las presiones deberán ajustarse de la siguiente manera para compensar la pérdida de presión que se produce en los conductos:

Presión deseada en el elemento de trabajo

Pérdida de presión calculada (válvulas, filtro, etc.)

3% por las resistencias de los conductos

La válvula limitadora de presión tiene una presión de respuesta y una presión máxima. En este ejercicio, la presión máxima que deberá ajustarse es 6 bar superior a la presión de respuesta.

Cuando el cilindro atraviesa una válvula de vías se produce una pérdida de presión específica. Además, la pérdida de presión depende también de la envergadura del caudal volumétrico y de la viscosidad del fluido.

Las pérdidas de presión debidas a la construcción misma de la válvula surgen en los perfiles de mando del embolo de la válvula (puntos de estrangulamiento) y en los puntos de



desviación del caudal en las cámaras de las válvulas. En dichos segmentos, el caudal es turbulento.

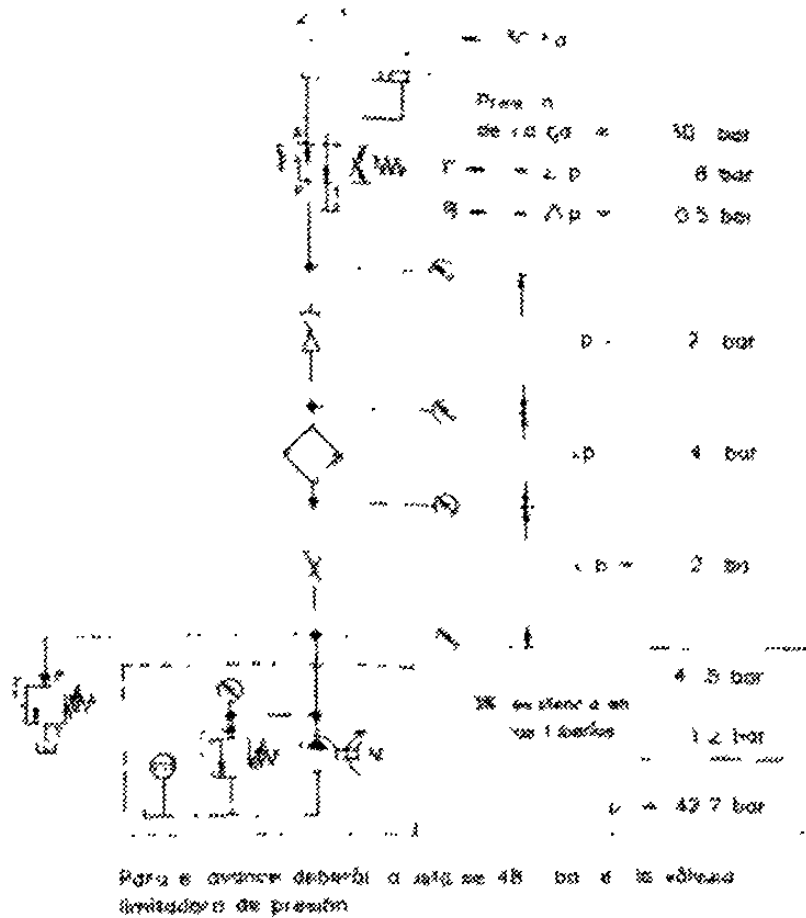
Con el fin de mantener bajas las pérdidas de presión en sistemas grandes, es recomendable seleccionar debidamente las válvulas recurriendo a sus curvas características. Es preferible escoger válvulas de mayor capacidad en vez de permitir que se produzcan pérdidas de presión. De este modo también es posible reducir el desgaste de las válvulas por efecto de abrasión.

Al instalar válvulas y tuberías más pequeñas se reducen los costos para el fabricante. No obstante, el usuario deberá contar con gastos operativos mayores (consumo de energía) y, además, con averías más frecuentes a causa de un desgaste prematuro del sistema.

#### Carrera de avance

El aceite que descarga la cámara del lado del vástago crea una presión dinámica en la válvula de vías. Dada la relación de las superficies de 2:1, la cantidad de aceite de retorno es de  $4 \text{ dm}^3 / \text{min}$ . Según la figura A-2 (ver apéndice), ello significa que  $\Delta p$  es aproximadamente 10 bar. De esos 10 bar tan solo restan 0.5 bar a raíz de la relación de las superficies.

Para el avance deberán sumarse a los 42.7 bar calculados los 6 bar de histéresis de la válvula limitadora de presión con el fin de que la presión de respuesta sea superior a la presión de trabajo que se requiere. Es recomendable seleccionar una presión de 50 bar para compensar resistencias desconocidas (por ejemplo causadas por la fricción en el cilindro o por el montaje de tubos curvados). Todos los elementos de un sistema hidráulico ofrecen una resistencia que deberá ser tomada en cuenta al efectuar cálculos.



**Figura 10.6** Carrera de avance

### Carrera de retroceso

Para dar lectura a la resistencia que ofrece la válvula, deberá suponerse un caudal de 8 l/min de P hacia B. Sin embargo, del lado del embolo fluyen 16 l/min debido a la relación de las superficies de 2:1. En consecuencia deberá darse lectura a  $\Delta p$  en A hacia T con 16 l/min. La gráfica de la figura A-2 (apendice) indica un valor de  $\Delta p$  de aproximadamente 9 bar. Ello significa que del lado del vástago deberá disponerse de 18 bar para superar las resistencias.

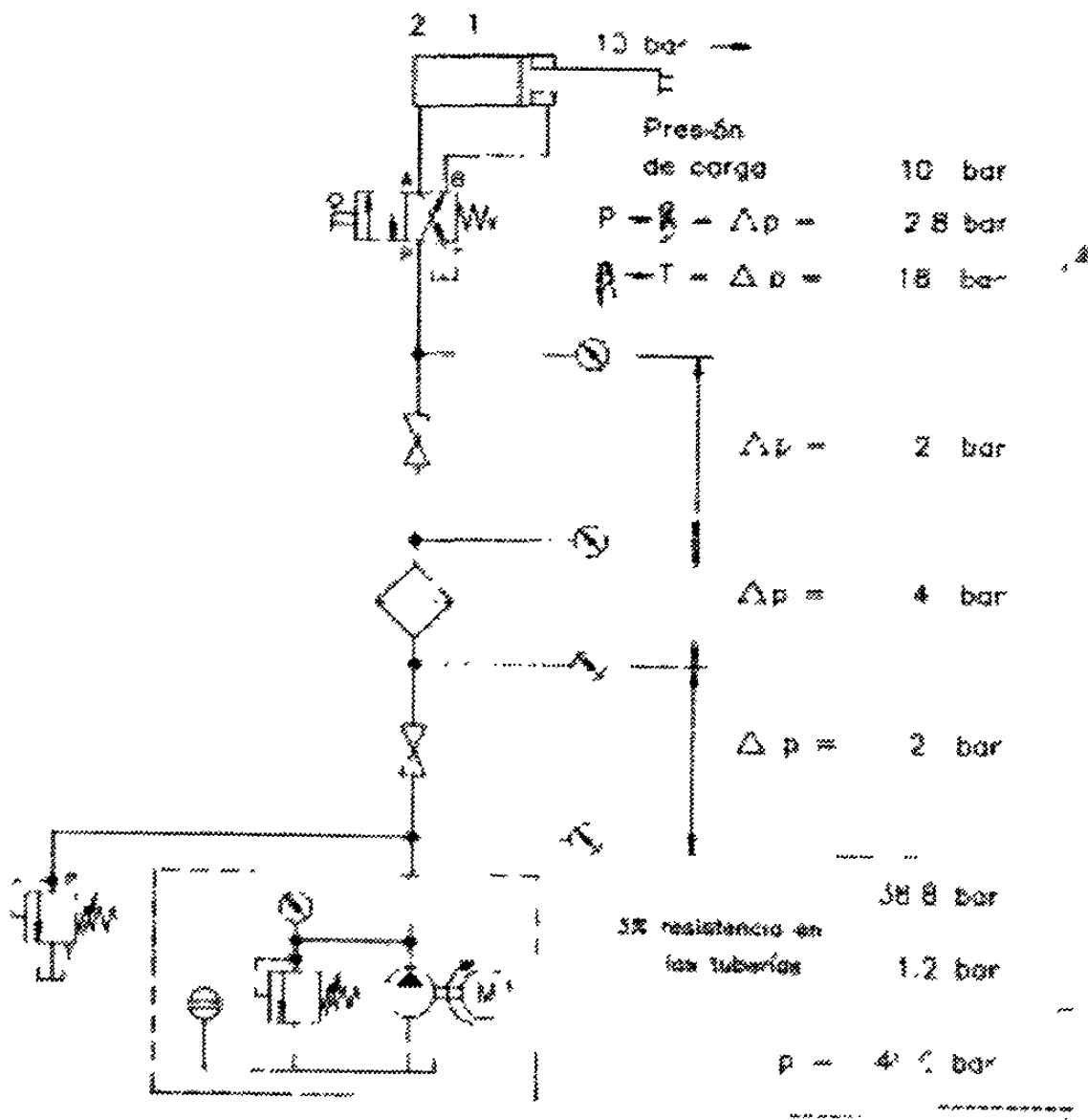


Figura 10.7 retroceso

# CAPÍTULO 11

## FÓRMULAS PARA CALCULAR UN SISTEMA HIDRÁULICO

### 11.1. POTENCIA.

Se define como el trabajo o cambio de energía por unidad de tiempo. En sistemas hidráulicos se diferencia entre potencia mecánica y potencia hidráulica. La potencia mecánica es transformada en potencia hidráulica, la cual es transportada y controlada y luego es nuevamente transformada en potencia mecánica.

La potencia hidráulica viene determinada por la presión y el caudal volumétrico

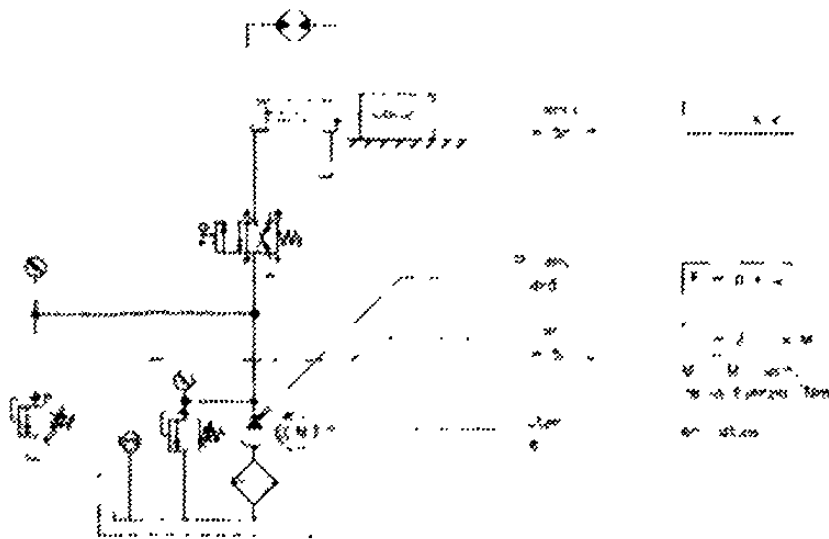
$$P = p \cdot Q \quad (11.1)$$

donde

**P** - Potencia en W o Nm/s

**p** - Presion (Pa)

**Q** = Caudal volumetrico ( $m^3/s$ )



**Figura 11.1** Potencia

Ejemplo 11.1

Magnitudes conocidas

$$p = 60 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$Q = 42 \text{ l/min} = 42 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$$

$$= \frac{42}{60} \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0.07 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Con la ecuación 11.1

$$P = p \cdot Q$$

$$= 60 \times 10^5 \text{ Pa} \times 0.07 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$- 42 \times 10^{-4} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P = 420 \text{ W}$$

## 11.2. GRADO DE EFICIENCIA.

La potencia de entrada no es igual a la potencia de salida debido a la pérdida de potencia. La relación entre la potencia de entrada y la potencia de salida es denominada grado de eficiencia ( $\eta$ )

$$\text{Grado de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \quad (11.2)$$

En el trabajo práctico se diferencia entre la pérdida de potencia volumétrica provocada por fugas y la pérdida de potencia hidráulica y mecánica ocasionada por la fricción.

En consecuencia, también se aplica la siguiente clasificación del grado de eficiencia:

Grado de eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ )

Perdidas provocadas por fugas internas y externas en las bombas, los motores y en las válvulas.

Grado de eficiencia hidráulica y mecánica ( $\eta_n$ )

Perdidas provocadas por fricción en las bombas, los motores y los cilindros.

Las pérdidas totales que se producen durante la transformación de la potencia en las bombas, los motores y los cilindros se expresan mediante el grado de eficiencia total ( $\eta_{Tot}$ ) y se calculan con la formula (5.2)

$$\eta_{Tot} = \eta_v \eta_{hm}$$

En el ejemplo que se ofrece a continuación se explica como tener en cuenta los grados de eficiencia al calcular las potencias de entrada y de salida de un sistema hidráulico. Los valores incluidos en el ejemplo son empíricos y deberán ser sustituidos por los que indique el respectivo fabricante.

### Ejemplo 11.2 Cálculo de potencias de entrada y salida

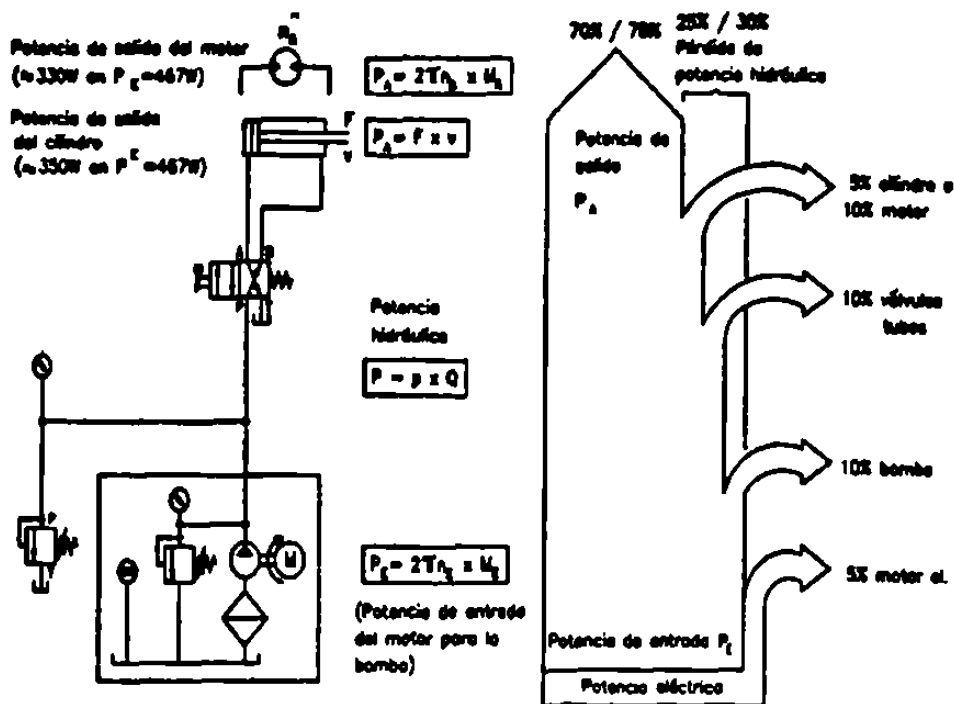


Figura 11.2 Grados de eficiencia

### 11.3. CALCULO DEL DIÁMETRO DEL ÉMBOLO CONSIDERANDO GRADOS DE EFICIENCIA.

Al elegir un cilindro se conoce la carga  $F$ . La presión  $p$  se rige por la ecuación (2.1)  $F = p \cdot A$ . En base a esta fórmula puede calcularse el diámetro del émbolo. Al hacerlo, deberá considerarse el grado de eficiencia hidráulico y mecánico ( $\eta_{hm}$ ). Este grado de eficiencia es determinado por la rugosidad de la camisa del cilindro y del vástago y por el tipo de juntas. El grado de eficiencia mejora al aumentar la presión. Dicho grado oscila entre 0.85 y 0.95. Para calcularse el diámetro del émbolo, aplíquese en consecuencia la fórmula (2.1) incluyendo eficiencias

$$F = p \cdot \eta_{hm} \cdot \eta_v \cdot A$$

$$A = \frac{F}{p \cdot \eta_v \cdot \eta_{hm}} \quad \text{y con la ecuación (10.1) } A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\text{igualamos área: } \frac{F}{p \cdot \eta_v \cdot \eta_{hm}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_v \eta_{hm}}} \quad (11.3)$$

El grado de eficiencia volumétrica  $\eta_v$  toma en cuenta las pérdidas por fugas en la junta del émbolo, en consecuencia,  $\eta_v = 1$  si la junta está intacta.

Tanto el diámetro interior del cilindro como el del vástago y las presiones nominales están normalizadas en DIN 24334 y DIN ISO 3320-3322. Así mismo, en las normas también se establece una relación preferencial para la relación  $\phi$  de la superficie del émbolo  $A_k$  a la superficie anular del émbolo  $A_{kR}$ .



	12	16	20		25		32		40	50	63	80
100	125	160	200	220	250	280	320	360	400			

**Tabla 11.1** Diámetros interiores de los cilindros

8	10		12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	63	70	80	90
	100	110	112	140	160	180	200	220	250	280	320	360							

**Tabla 11.2** Diámetros de los vastagos

25	40	63	100	160	200	250	315	400	500	630
----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

**Tabla 11.3** Presiones nominales

Se recomiendan los valores que están subrayados. Para la carrera del cilindro se recomienda DIN ISO 4393 y para la rosca del vástago DIN ISO 4395

La tabla A-4 (apéndice) atribuye al diámetro de los cilindros  $d_c$  las superficies respectivas  $A_k$  y a los diámetros de los vástagos  $d$  las superficies anulares del embolo  $A_{kR}$  (no las superficies  $A_{ST}$  de los vástagos) y, además, se indican las relaciones respectivas entre las superficies ( $\varphi$ ).

$$\varphi = \frac{A_k}{A_{kR}} \quad (11.4)$$

$$A_{kR} = A_k \cdot A_T \quad (11.5)$$

La tabla A-4 (apendice) incluye datos sobre la relacion de las superficies hasta un diametro de embolo de 125 mm La tabla completa esta incluida en la norma DIN 3320

#### 11.4. RESISTENCIA AL PANDEO.

Al determinar del émbolo y de la carrera, debera considerarse la resistencia al pandeo segun EIJLER recurriendo a las tablas ofrecidas por los respectivos fabricantes Al efectuar el montaje del cilindro, debera ponerse cuidado en que no se produzcan deformaciones por tensiones Ademas, la fuerza debera actuar en la direccion del eje del cilindro

Para calcular la fuerza de pandeo permisible ( $F_{perm}$ ), se aplica la siguiente formula

$$F_{perm} = \frac{\pi E I}{l_k^2 r} \quad (11.6)$$

I Par de superficie  $\text{cm}^4$  para

$$\left( \phi \frac{d^4 \pi}{64} - 0.0491 d^4 \right)$$

E Modulo de elasticidad en ( $\frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$ ) (Para acero  $2.1 \times 10^6$ )

$l_k$  -Longitud libre de pandeo en cm

r Factor de seguridad (2.5 hasta 3.5)

La longitud libre del pandeo  $l_k$  depende de la forma en la que actua la carga  
(Ver figura A - 3 metodos de fijacion alternativos segun Euler)

El funcionamiento de los cilindros esta previsto solamente para fuerzas longitudinales Las fuerzas transversales tienen que ser compensadas mediante guias El tipo de montaje y de sujecion determina cual de los casos Euler se aplica (Ver figura A -4 apendice)

Criterios fundamentales La longitud  $l$  se calcula a partir de la superficie de la brida o del tipo de sujeción respectivo (pivote giratorio, etc.) Si la brida o el pivote están ubicados, por ejemplo, en la culata del cilindro, entonces la longitud  $l$  deberá calcularse a partir de ahí.

De ser posible, deberán evitarse los montajes de los casos tres y cuatro, puesto que en ellos no se guía correctamente el movimiento y, además, pueden producirse deformaciones por tensiones.

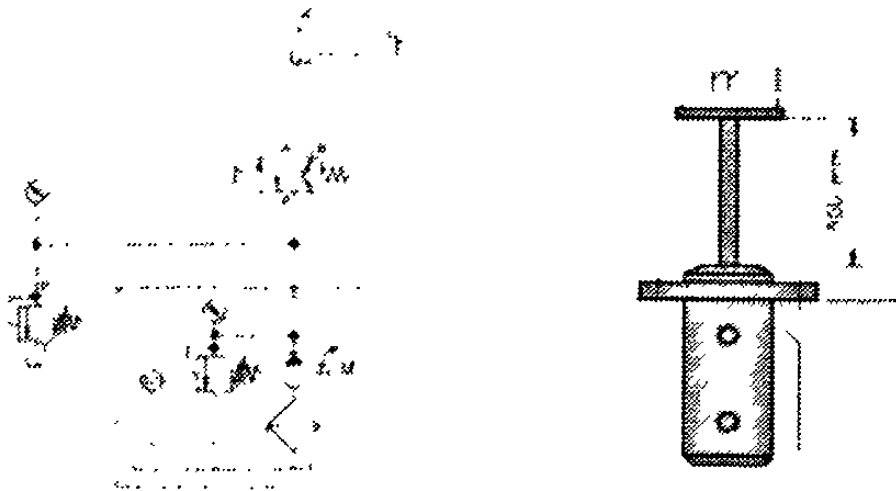
### Ejemplo 11.3 PLATAFORMA ELEVADORA

Elevación de 40 kN en 5 segundos con un cilindro diferencial cuyas superficies tienen una relación  $\phi$  de 2:1. Presión máxima en el sistema: 160 bar.

Calcule el diámetro  $d_k$  del embolo recurriendo a la tabla de relaciones de superficies y determine el diámetro  $d_{sT}$  del vástago. A continuación utilice el diagrama de resistencia al pandeo y, conociendo el diámetro  $d$  del vástago, obtenga la longitud de la carrera del cilindro. Además, calcule también las velocidades de avance y retroceso del cilindro y el caudal volumétrico.

El grado de eficiencia mecánica e hidráulica del cilindro es de 0.95.

La pérdida de presión en las tuberías es de 5 bar, la de la válvula de vías es de 3 bar. La contrapresión es de 6 bar.



**Figura 11.3** Plataforma elevadora

Selección de un cilindro

Cálculo del diámetro  $d_k$  del émbolo

Presión disponible en el sistema	160 bar
Menos pérdidas de presión en las tuberías	5 bar
Pérdida de presión en válvula de vías	3 bar
Contrapresión de retorno	$\varphi = 2 \text{ l}$
	$\frac{6 \text{ bar}}{2} = 3 \text{ bar}$

En consecuencia, la presión

disponible en el cilindro es  $160 - 11 = 149 \text{ bar}$

De la ecuación 2.1 (incluyendo eficiencias)

$$F = p A_k \eta_{hm} \eta_v$$

Suponiendo que los sellos estan intactos  $\eta = 1.0$

$$A_k = \frac{F}{p \eta_{hm}}$$

$$A_k = \frac{40,000 \text{ N cm}^2}{1,490 \text{ N}(0.95)}$$

$$149 \text{ bar} = 1,490 \text{ N/cm}^2$$

$$\underline{A_k = 28.3 \text{ cm}^2}$$

$$A_k = \frac{d_k^2 \pi}{4}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4A_k}{\pi}}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4(28.3) \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$d_k = 5.99 \text{ cm} = 59.9 \text{ mm}$$

Diametro seleccionado del embolo  $d_k = 63 \text{ mm}$

En la tabla A-4 (apéndice) se indica un diametro del vástago  $d_s = 45 \text{ mm}$ . Siendo la relacion de las superficies  $\phi = 2.1$ . Segun el diagrama de resistencia al pandeo (figura A-5 del apéndice), a 40 KN y al diametro del vástago  $d_T = 45 \text{ mm}$ , le corresponden 1,440 mm. El diametro  $d_{ST}$  podria ser menor si la relacion de las superficies no fuese de 2.1

Calculo de la velocidad de avance  $v$

$$t = 5 \text{ segundos} \quad \text{carrera} = 500 \text{ mm}$$

con la ecuacion

$$v = \frac{s}{t} \quad (11.7)$$

donde

s – distancia a recorrer por el embolo en metros

t – tiempo que tarda el recorrido del embolo en segundos

por lo tanto

$$v = \frac{0.5\text{m}}{5\text{seg}}$$

$$v = 0.1 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$v = 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Caudal de transporte  $Q_p$  necesario

usando la ecuacion 5.3

$$Q_p = A_k \cdot v$$

$$A_k = 31.2\text{cm}^2 = 0.312\text{dm}^2$$

$$v = 6 \text{ m/min} = 60 \text{ dm/min}$$

Sustituyendo  $A_k$  y  $v$  en ecuacion (5.3)

$$Q_p = \frac{0.312\text{dm}^2 \cdot 60\text{dm}}{\text{min}}$$

$$Q_p = 18.7 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \cdot \left( \frac{1}{\text{min}} \right)$$

Calculo de la velocidad de retorno  $v_R$

con la misma ecuacion 5.3

$$Q = A_{kR} \cdot v_R$$

$$v_R = \frac{Q}{A_{kR}}$$

La superficie  $A_{kR}$  esta indicada en la tabla de las relaciones de las superficies  $\phi = 2.1$ ,  
siendo  $d_{ST} = 45 \text{ mm}$

$$A_{KR} = 153 \text{cm}^2 = 0.153 \text{dm}^2$$

y sustituyendo Q y  $A_{KR}$  en la ecuación 5.3

$$v_R = \frac{18.7 \text{dm}^3}{0.153 \text{dm}^2 \cdot \text{min}}$$

$$v_R = 122 \text{dm}/\text{min}$$

$$v_R = 12.2 \text{m}/\text{min}$$

Al seleccionar el cilindro, deberá tenerse en cuenta que a partir de una velocidad del émbolo de 6 m/min es necesario prever una amortiguación de las posiciones finales

Siendo la relación de las superficies  $\phi = 2:1$ , la velocidad de retroceso duplica a la de avance. Ello significa que también el flujo de descarga duplica al flujo del avance. En consecuencia, es recomendable calcular la velocidad del flujo de retorno antes de establecer las dimensiones de un sistema y, en su caso, prever un diámetro mayor para los conductos de descarga. Asimismo, también la válvula de mando tiene que corresponder al volumen mayor de retorno, ya que de lo contrario sería necesario incorporar una válvula adicional para la descarga.

# CAPÍTULO 12

## CASO PRÁCTICO

### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En una empresa de la localidad se dispone de una prensa hidráulica que funciona con dos actuadores lineales, los cuales se encargan de compactar chatarra de ciertos materiales para lo cual se requiere de 10KN en cada actuador. Se desea ampliar la capacidad de la prensa hidráulica ya que ahora se va a compactar chatarra de materiales más resistentes o de mayor calibre para lo cual se necesitan de 30 KN en cada actuador en su carrera de avance.

Se desea trabajar con una presión de 100 bar en cada uno de los cilindros, por lo tanto se debe calcular la presión mínima que debe ajustarse en la válvula limitadora de presión para que los cilindros dispongan de la presión necesaria.

La válvula limitadora de presión tiene una presión de respuesta y una presión máxima. Para este cálculo se sugiere ajustar la presión máxima con 5 bar superior a la presión de respuesta.



Se usa una bomba con un volumen de expulsión de  $28.5 \text{ cm}^3$  rev de giro de la bomba cuya eficiencia es del 90%. Se va a acoplar la bomba a un motor asincrónico de corriente trifásica y que depende de la frecuencia de la red eléctrica para funcionar a una velocidad de 1500 rev/min

Se va a usar un fluido con una viscosidad cinemática de 100 cSt a aproximadamente  $15^\circ\text{C}$ , La eficiencia hidráulica mecánica de cada cilindro es del 95%.

Otros datos del problema son

- Longitud de la tubería  $\gamma$  es de 1.00 m
- Longitud de la tubería B es de 0.40 m
- Longitud de la tubería B' es de 2.00 m
- Longitud de la tubería B'' es de 2.00 m
- Longitud de la tubería A es de 0.60 m
- Longitud de la tubería A' es de 1.30 m
- Longitud de la tubería A'' es de 1.30 m

La carrera que va a realizar cada cilindro es de 0.50 m, y la fuerza requerida en cada actuador es del orden de 30 kN mientras que la relación de superficies de cada cilindro es de 1.4:1

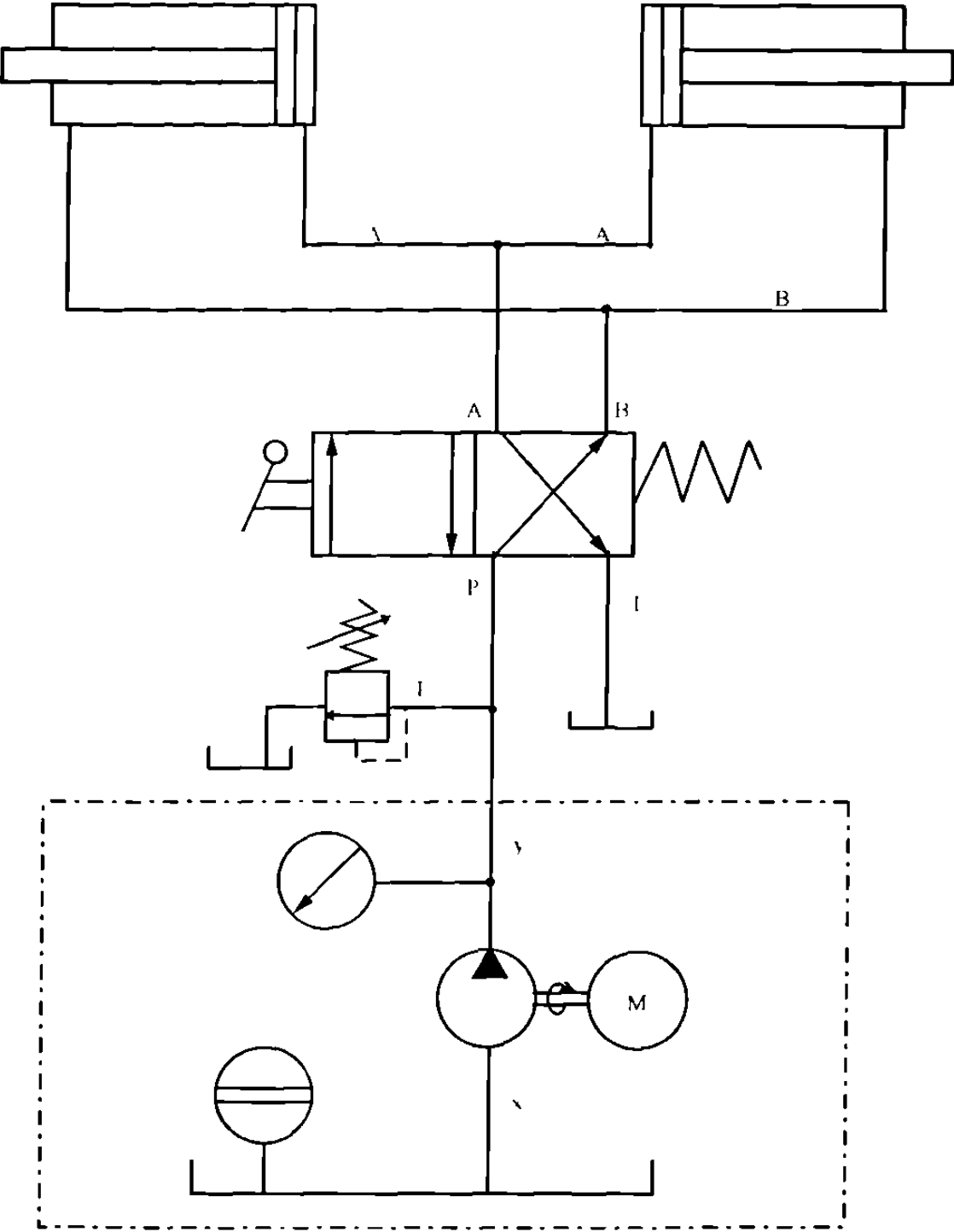


Figura 12.1 Circuito Hidraulico de trabajo

**CALCULAR:**

- a) El tipo de caudal que circula en las tuberías
- b) La presión de ajuste que debe tener la válvula limitadora de presión
- c) El diámetro sugerido del émbolo
- d) El diámetro que debe tener el vástago (comprobado)
- e) El diámetro interior de las tuberías
- f) La velocidad con que deben avanzar los cilindros
- g) La velocidad a la cual deben retornar los cilindros
- h) La potencia que necesita el motor eléctrico para mover la bomba

**SOLUCIÓN DEL PROBLEMA:****Encontrar los diámetros de tuberías.**

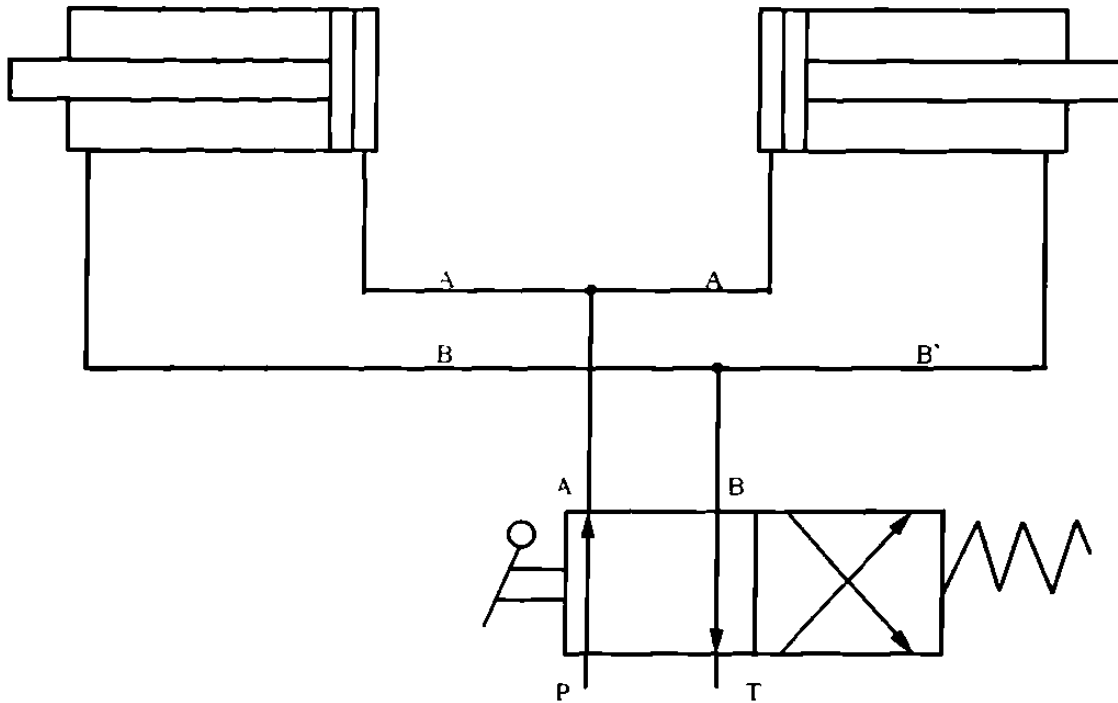
Usando la ecuación (5.1) hallamos el caudal mandado por la bomba

$$Q = N \cdot V = 2850 \text{ cm}^3 \text{ rev} (1500 \text{ rev} / \text{m}) \Rightarrow Q = 42750 \text{ cm}^3 \text{ min} \text{ o } 42.75 \text{ dm}^3 \text{ min}$$

que corresponde al caudal volumétrico impulsado por la bomba

**Cálculo de diámetros de tuberías para el avance de los cilindros.**

Para líneas de descarga o presión (tuberías y A, A', A'')



**Figura 12.2** Líneas de presión y líneas de retorno para el avance

Suponiendo una velocidad de 213 36 cm/s que esta dentro de los valores recomendados para mantener un flujo laminar en las tuberías de presión por lo tanto en la sección “y” y en la sección A tenemos los siguientes datos

$$Q = 42750 \text{ cm}^3 \text{ min}$$

$$v = 213 \text{ 36 cm/s}$$

Usando la ecuación (5 3) y la ecuación (10 1), tenemos

$$Q = A \cdot v$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

despejando A de ambas ecuaciones e igualandolas, obtenemos

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(42750 \text{ cm}^3/\text{min})}{\pi(21336 \text{ cm/s})(60 \text{ s}/\text{min})}}$$

$d = 2062 \text{ cm}$  que corresponde al diámetro interior en las secciones "y" y A

Para las secciones A' y A'' suponemos que el caudal se divide en dos partes iguales

$$Q = \frac{42750}{2} = 21375 \text{ cm}^3/\text{min} \quad \text{y suponiendo la misma velocidad de } 21336 \text{ cm/s,}$$

usamos de nuevo las ecuaciones (5.3) y (10.1) y obtenemos

$$d = \sqrt{\frac{4(21375 \text{ cm}^3/\text{min})}{\pi(21336 \text{ cm/s})(60 \text{ s}/\text{min})}}$$

$d = 1458 \text{ cm}$  que corresponde al diámetro interior en las secciones A' y A''

#### Calculo de diámetros de tuberías de retorno.

$$Q_2 = \frac{Q}{14} = \frac{21375 \text{ cm}^3/\text{min}}{14} = 15267.86 \text{ cm}^3/\text{min}, \quad \text{para esta situación la velocidad}$$

sugerida para que se mantenga flujo laminar es de 304.8 cm/s, por lo tanto

$$d = \sqrt{\frac{4(15267.86 \text{ cm}^3/\text{min})}{\pi(304.8 \text{ cm/s})(60 \text{ s}/\text{min})}}$$

$d = 1031 \text{ cm}$  que corresponde al diámetro interior en las secciones B' y B''

En la union de retornos o sea en la seccion B  $Q = 15267.86(2) = 30535.72 \text{ cm}^3/\text{min}$ , mientras que la velocidad en esta seccion B y en la tubería que descarga dentro del depósito es de 304.8 cm/s por lo tanto el diámetro nos queda de la siguiente forma

$$d = \sqrt{\frac{4(30535.72 \text{ cm}^3/\text{min})}{\pi(304.8 \text{ cm/s})(60 \text{ s}/\text{min})}}$$

$d = 1458 \text{ cm}$

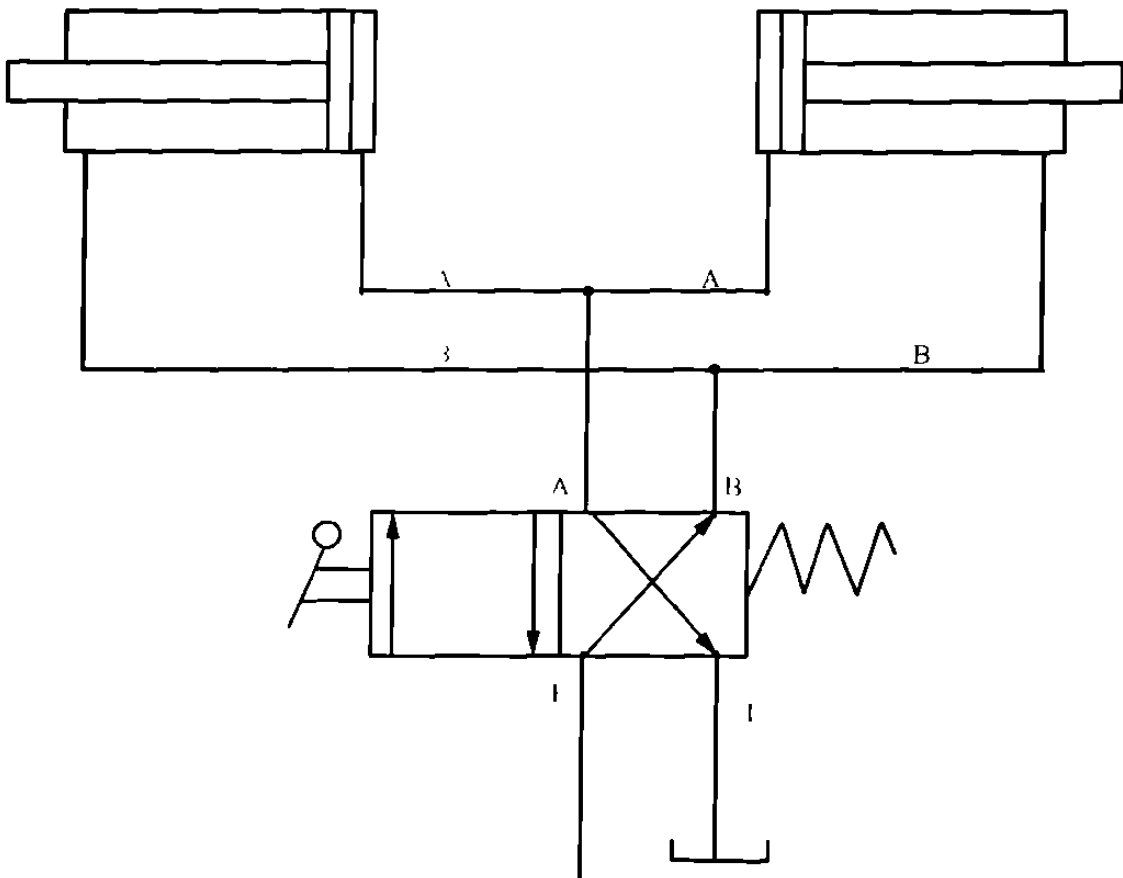
### Calculo del diámetro en la tubería de succión (x).

Con  $Q=42750\text{cm}^3/\text{min}$  y una velocidad sugerida para mantener flujo laminar de  $60.96\text{cm/s}$ , hallamos el diámetro

$$d = \sqrt{\frac{4(42750\text{cm}^3/\text{min})}{\pi(60.96\text{cm/s})(60\text{s}/\text{min})}}$$

$d = 3.857\text{cm}$ , que corresponde al diámetro interior de la tubería de succión

### Diámetros de tuberías para regreso de los cilindros.



**Figura 12.3** Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los actuadores

### Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los actuadores.

Ahora las secciones "y" B, B' y B'' son líneas de presión por lo tanto el caudal en secciones "y" y B es el de la bomba y en las secciones B' y B'' es el dividido entre dos

Así que el diámetro en sección "y" es igual que para el avance obtenido anteriormente Y en sección B ahora su diámetro es 2.062 cm (igual que el de sección A pero para el avance)

En secciones B' y B'', el diámetro en cada una de estas secciones es 1.458 cm

Mientras que en las secciones A' y A'' es el caudal que entra por el lado del vástago de 21,375 cm<sup>3</sup>/min multiplicado por 1.4 que es la relación de los cilindros (para cada uno de ellos)

$$21,375 \text{ cm}^3/\text{min} \times 1.4 = 29,925 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Con la fórmula correspondiente se sustituye el caudal y la velocidad sugerida

$$d = \sqrt{\frac{4(29,925)}{(3048)\pi(60)}} = 1.44 \text{ cm} \quad (\text{Diámetro de secciones A' y A''})$$

En sección A sumamos los dos caudales que se juntan y nos dan un total de 59,850 cm<sup>3</sup>/min que escurren al depósito y haciendo uso otra vez de la ecuación

$$d = \sqrt{\frac{4(59,850)}{(3048)\pi(60)}} = 2.04 \text{ cm} \quad \text{en secciones A y tubería que entra al depósito}$$

Por lo tanto seleccionamos los diámetros que hayan resultado mayores después de analizar el avance y el regreso de los actuadores, ya que de otra forma pudieramos salirnos de régimen laminar en los flujos de las tuberías

### Diametros definitivos

Tuberia	x	utilizar tuberia con diametro de	3 875 cm
Tuberia	y	utilizar tuberia con diametro de	2 062 cm
Tuberia	B	utilizar tuberia con diametro de	2 062 cm
Tuberia	B'	utilizar tuberia con diametro de	1 458 cm
Tuberia	B''	utilizar tuberia con diametro de	1 458 cm
Tuberia	A'	utilizar tuberia con diametro de	1 458 cm
Tuberia	A''	utilizar tuberia con diametro de	1 458 cm
Tuberia	A	utilizar tuberia con diametro de	2 062 cm

### Comprobación de los tipos de flujos en las tuberías.

Como dato tenemos que la viscosidad cinemática de aceites es de 100 CsT. Con este dato y haciendo uso de la gráfica de la figura A-1 del apéndice, hallamos para cada sección de tubería (se va a usar el caudal máximo que circularía por el tubo y el diámetro mayor)

Sección x

$$Q = 42.75 \text{ dm}^3/\text{min} \quad y \quad d = 38.5 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 300$

Sección y

$$Q = 3.55 \text{ dm}^3/\text{min} \quad y \quad d = 20.62 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 450$

Sección B

$$Q = 3.55 \text{ dm}^3/\text{min} \quad y \quad d = 20.62 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 300$



Sección B' y B''

$$Q = 21.375 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d = 14.58 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 350$

Sección A' y A''

$$Q = 29.925 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d = 14.58 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 400$

Sección A

$$Q = 59.85 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d = 20.62 \text{ mm}$$

Hallamos  $Re = 650$

Como podemos ver todos los caudales caen en el régimen de flujo laminar pues están abajo de Reynold's crítico de 2300

### **Perdidas de presión $\Delta p$ en tuberías:**

Analizando para el avance solamente pues cuando se aplica la carga, la cual debe ser tomada en cuenta

Perdida de presión en el tramo x, donde  $d = 38.57 \text{ mm}$  y  $v = 0.6096 \text{ m/s}$ , además vamos a suponer 1 m de longitud y una  $\rho$  del aceite de  $850 \text{ kg/m}^3$  y una  $\nu$  de  $100 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $15^\circ\text{C}$

Usando la tabla A-1 (apéndice) y tomando la sección K de la misma, hallamos  $\Delta p = 0.01 \text{ bar/m}$  el cual multiplicado por 1 m, que es la longitud aproximada de esa sección, obtenemos

$$\Delta p = 0.01 \text{ bar}$$

Para los tramos "y" y A y usando el mismo procedimiento anterior, pero solo que ahora  $d = 20.62 \text{ mm}$  y  $v = 2.15 \text{ m/s}$

$\Delta p = 0.16 \text{ bar m}$  que multiplicamos por  $1.60 \text{ m}$ , que corresponde a la longitud de ese tramo de tubería

$$\Delta p = 0.256 \text{ bar}$$

Para los tramos A' y A'' con un  $d = 14.58 \text{ mm}$  y una  $v = 2.132 \text{ m/seg}$

$\Delta p = 0.40 \text{ bar m}$  y lo multiplicamos por  $2.60 \text{ m}$ , que corresponde a la longitud de esa sección de tubería

$$\Delta p = 1.04 \text{ bar}$$

Para los tramos B' y B'' tomamos el  $d = 14.58 \text{ mm}$  y  $v = 3.05 \text{ m/s}$

$\Delta p = 0.597 \text{ bar m}$  y lo multiplicamos por  $4 \text{ m}$  que corresponde a la longitud de ese tramo de tubería

$$\Delta p = 2.39 \text{ bar.}$$

Y por último en el tramo B de la tubería con un  $d = 20.62 \text{ mm}$  y  $v = 3.05 \text{ m/s}$ , hallamos  $\Delta p = 0.24 \text{ bar m}$  y lo multiplicamos por  $0.40 \text{ m}$ , que es la longitud equivalente a esa sección

$$\Delta p = 0.096 \text{ bar.}$$

**Perdidas de presión  $\Delta p$  en la valvula 4/2 vías:**

Usando la figura A2 del apendice y con los siguientes datos

Curva P  $\rightarrow$  A y  $Q=42.75 \text{ dm}^3/\text{min}$

$\Delta p = 28 \text{ bar}$

Curva B  $\rightarrow$  T y  $Q=30.53 \text{ dm}^3/\text{min}$

$\Delta p = 20 \text{ bar}$  y lo dividimos entre 1.4, segun la

relacion de superficies que tenemos. Por lo tanto  $\Delta p = 14.28 \text{ bar}$

Los valores anteriores son aproximados por salirse de la grafica, valores de caudal a traves de la valvula 4/2 vías muy altos

**Perdidas de presión  $\Delta p$  por desvíos en secciones A, A' y A''**

$\Delta p$  en interseccion "T"  $\Delta p = \tau \frac{h^3}{2}$  los datos que se usaran son

$v = 2.13 \text{ m/s}$

$d = 0.0206 \text{ m}$

$\gamma = 100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

A continuacion hallamos el Numero de Reynolds

$$Re = \frac{vd}{\gamma} = \frac{(2.13 \text{ m/s})(0.0206 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$Re = 438.7$

Haciendo uso de las tablas A-2 y A-3 del apendice, hallamos  $b \approx 2$  y  $\tau = 1.3$

Por lo tanto  $\Delta p = \frac{(13)(2)}{2} (850 \text{ kg } m^{-3}) (2.13 \text{ m } s^{-1})^2 = 501327 \text{ N } m^{-2}$  como  $1 \text{ N } m^{-2} =$

$10 \times 10^{-5} \text{ bar}$ , entonces  $\Delta p = (501327 \text{ N } m^{-2}) (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N } m^{-2}})$

$$\Delta p = 0.05013 \text{ bar}$$

**La caída de presión  $\Delta p$  en reducciones:**

$$Re = \frac{(2.13 \text{ m } s^{-1})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m } s^{-1}}$$

$$Re = 310.9$$

Y de las tablas que usamos anteriormente obtenemos,  $b \approx 2.5$  y  $\tau = 0.5$  y por tanto el  $\Delta p$  nos queda

$$\Delta p = \frac{(0.5)(2.5)}{2} (850 \text{ kg } m^{-3}) (2.13 \text{ m } s^{-1})^2 (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N } m^{-2}})$$

$$\Delta p = 0.0241 \times 2$$

$$\Delta p = 0.0482 \text{ bar.}$$

Y la caída de presión  $\Delta p$  en codos con una  $v = 2.13 \text{ m/s}$  y  $d = 0.0146 \text{ m}$ , hallamos el Número de Reynolds

$$Re = \frac{(2.13 \text{ m } s^{-1})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m } s^{-1}}$$

$$Re = 310.98$$

Y con las tablas que usamos antes hallamos un valor  $b \approx 3$  y un  $\tau = 1.2$ , y por tanto la caída de presión la podemos encontrar

$$\Delta p = \frac{(1.2)(3)}{2} (850 \text{ kg/m}^3) (2.13 \text{ m/s}) (10^{-6} \frac{\text{bar}}{\text{N} \cdot \text{m}})$$

$\Delta p = 0.06941$  que multiplicando por dos codos nos da

$$\Delta p = 0.1388 \text{ bar.}$$

### Perdida de presión $\Delta p$ por 3 codos en secciones B', B'' y B.

$\Delta p$  en codos

$$v = 3.05 \text{ m/s}$$

$$d = 0.0146 \text{ m}$$

$$\gamma = 100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

A continuación hallamos el Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{vd}{\gamma} = \frac{(3.05 \text{ m/s})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$\text{Re} = 4453$$

Y con las tablas que usamos antes hallamos un valor  $b \approx 1.5$  y un  $\tau = 1.2$ , y por tanto la caída de presión la podemos encontrar

$$\Delta p = \frac{(1.2)(1.5)}{2} (850 \text{ kg/m}^3) (3.05 \text{ m/s}) (10^{-6} \frac{\text{bar}}{\text{N} \cdot \text{m}})$$

$\Delta p = 0.071164$  que multiplicando por dos codos nos da

$$\Delta p = 0.14232 \text{ bar}$$

Considerando que el flujo es laminar en estas secciones, pues ya lo comprobamos anteriormente, podemos suponer la pérdida de desvíos (conexión T) semejante a la encontrada anteriormente

$$\Delta p = 0.10 \text{ bar}$$

A continuación sumamos todas las pérdidas de presión en el sistema hidráulico para el avance de los cilindros

$\Delta p$ en cilindros	100 bar x 2	200 bar
$\Delta p$ en tuberías		3.79 bar
$\Delta p$ en válvula 4/2 vías		42.28 bar
$\Delta p$ en codos, uniones T, etc		0.479
Ajuste de la válvula		5.0 bar
<b><math>\Delta p</math> Totales =</b>		<b>251.55 bar</b>

Por lo tanto la presión mínima recomendada para ajustar la válvula limitadora de presión debe ser 252 bar

#### Cálculo del diámetro del embolo $d_k$ .

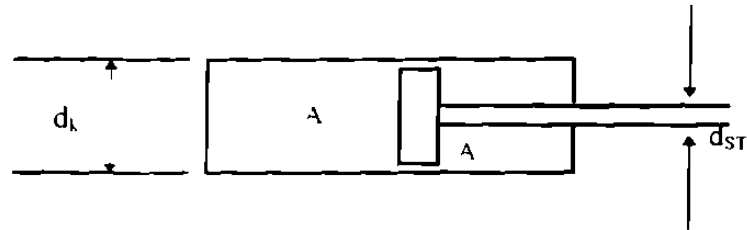
Con la ecuación (11.3) despejamos  $d_k$

$$p = \frac{F}{A \eta_{hm} \eta_v} \quad A_k = \frac{F}{p \eta \eta_v} = \frac{\pi d_k^2}{4} = \frac{F}{p(0.95)(1.0)}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4F}{p\pi(0.95)(1.0)}} = \sqrt{\frac{4(30000N \text{ bar})}{\pi(100bar)(0.95)(1.0)(10N/cm^2)}}$$

$$d_k = 6.34 \text{ cm} \text{ o } 63.4 \text{ mm}$$

En la tabla A-4 del apéndice para  $d = 63 \text{ mm}$  y  $\phi = 1.4$  obtenemos  $d_{KR} = 36 \text{ mm}$  y  $A_{KR} = 21 \text{ cm}^2$ . Ahora por diagrama de resistencia al pandeo (fig A-5 del apéndice) nos da 1050 contra 100 mm del cilindro en longitud. Concluimos por lo tanto que el diámetro sugerido del embolo debe ser de 63 mm y el diámetro del vástago de 36 mm.



**Figura 12.4** Diametros y superficies del embolo

La velocidad de avance se obtiene con la formula (5.3)

$$Q = A \cdot v \quad v_k = \frac{Q}{A_k} = \frac{21375 \text{ cm}^3/\text{min}}{21 \text{ cm}^2} = 1017.86 \text{ cm/min} \quad \text{por lo tanto la velocidad de}$$

avance del cilindro es de  $10.17 \text{ m/min}$

La velocidad de regreso del cilindro se obtiene con la misma formula

$$v_{KR} = \frac{Q}{A_{KR}} = \frac{21375 \text{ cm}^3/\text{min}}{21 \text{ cm}^2} = 1017.86 \text{ cm/min} \quad \text{así es que el cilindro regresara a una}$$

velocidad de  $10.17 \text{ m/min}$

### Cálculo de la potencia del motor eléctrico.

Utilizando la formula  $P = \frac{p \cdot Q}{\eta}$  para esta formula vamos a utilizar  $p = 246.55$

bar que resultan de restar la presión de respuesta a la presión de ajuste a la cual se ajustaría la válvula limitadora de presión.

$$P = \frac{(24555 \text{ bar})(42750 \text{ cm}^3 \text{ min})(10^{\frac{N \text{ cm}}{\text{bar}}})(10^{-3} \text{ cm}^3 \text{ m}^3)}{(0.90)(60 \text{ s min})(10 \text{ cm m})}$$

$$P = 19439.37 \frac{N \cdot m}{s} \quad 19439.37 \text{ Watts}$$



# CAPÍTULO 13

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 13.1. CONCLUSIONES.

La presente tesis facilita los conocimientos básicos de la técnica de automatización hidráulica. Los ejercicios basados en la práctica y los correspondientes ejemplos con soluciones sirven para ilustrar los circuitos básicos. Los fundamentos físicos, los ejemplos de cálculos teóricos y la técnica de los equipos con las normas correspondientes proporcionan los conocimientos necesarios.

Debido a su amplio contenido, esta tesis puede utilizarse para estudios autodidactas, como documentación de seminarios y gracias a su índice, como obra de consulta.

## 13.2. RECOMENDACIONES.

Recomendamos acatar las normas de seguridad implícitas en la norma DIN 24346. Así mismo deberán acatarse las normas de prevención de accidentes de las mutualidades laborales, redactadas para cada máquina.

A continuación se dan algunas recomendaciones de seguridad de gran importancia:

- No atender un equipo ni accionar un interruptor cuyas funciones se desconozcan
- Conectar la energía solo si todas las tuberías están conectadas
- **Importante:** Controlar si todas las tuberías de retorno (de aceite de fuga) llevan hacia el depósito
- Antes de la puesta en marcha, enjuagar cuidadosamente los componentes del equipo y renovar los cartuchos de los filtros. Tratándose de la primera puesta en marcha, abrir casi totalmente la válvula limitadora de presión del sistema y aumentar la presión paulatinamente hasta llegar a la presión de trabajo. Las válvulas limitadoras de presión deberán estar montadas de tal manera que no puedan ser punteadas
- Es necesario conocer todos los valores de ajuste
- Evacuar el aire del sistema y de los cilindros
- Instalar un pulsador de paro de emergencia en lugar de fácil acceso
- Utilizar solo piezas normalizadas
- Incluir cualquier cambio inmediatamente en el esquema hidráulico
- La presión nominal debe estar claramente visible
- Controlar si los elementos incorporados en el sistema están previstos para la presión de trabajo máxima
- Las tuberías de aspiración no deben aspirar aire
- En las tuberías de aspiración, la temperatura del aceite no debe ser superior a 60 °C
- Los vástagos de los cilindros no deben estar expuestos a flexión, ni a fuerzas laterales

- Proteger los vastagos de los cilindros frente a daños y suciedad
- Al trabajar con acumuladores es necesario proceder con sumo cuidado
- Antes de ponerlos en marcha deberán acatarse las indicaciones del fabricante
- Es importante desairear las tuberías que llevan hacia el acumulador, por lo cual, en general, se puede recurrir al bloque de seguridad y bloque del acumulador. Los sistemas hidráulicos solo podrán ser reparados después de haber evacuado el fluido de presión de los acumuladores. De ser posible, es recomendable separar los acumuladores del sistema hidráulico utilizando una válvula
- Nunca evacuar el contenido del acumulador sin estrangulamiento
- El montaje y la puesta en marcha están definidas en el manual "Normas técnicas para acumuladores"
- Todos los acumuladores hidráulicos se rigen por el reglamento de depósitos de presión.

# BIBLIOGRAFÍA

- Instituto Federal de Investigación de la Formación Profesional  
Curso de Hidraulica para la Formación Profesional  
FESTO DIDACTIC  
1978
- Hedges, Charles S  
Industrial Fluid Power  
Womarck Educational Publications  
1990
- Merkle, D  
Hidraulica (Manual de Estudio)  
FESTO DIDACTIC  
1989
- Morris, Christopher  
Diccionario Enciclopedico de Ciencia y Tecnologia  
Prentice Hall Hispanoamericana, S A  
1996
- Pippenger, Jonh J  
Industrial Hydraulics  
Mc Graw Hill  
1962

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura</b>	<b>Página</b>
2.1. Un fluido comprimido por acción de una palanca.	7
2.2. Áreas efectivas determinan la fuerza desarrollada por un pistón hidráulico.	8
2.3. Movimiento relativo de pistones de diferente tamaño	11
2.4. Prensa hidráulica simple	13
2.5. Sistema multiplicador de presión.	15
2.6. flujo de fluido en diferentes secciones de un tubo	18
2.7. Fuerzas sobre una columna de fluido.	20
2.8. Piezómetro.	20
2.9. Manómetro.	21
2.10. Manómetros.	22
2.11. Tubo manómetro en forma de arco o tubular.	23
3.1. Diagrama viscosidad/temperatura según Ubbelohde.	32
3.2. Diagrama viscosidad/presión	34
5.1. Comportamiento de la presión durante el arranque de la bomba.	59
5.2. Curva característica de una bomba.	62
5.3. Bomba rotatoria de engranes.	64
5.4. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranes.	64
5.5. Bomba de engrane interno	66
5.6. Bomba rotor generador.	67
5.7. Bomba rotatoria de aspas deslizantes o aletas celulares.	68
5.8. Curvas características de una bomba de aspas deslizantes.	68
5.9. Bomba helicoidal	69
a) Vista lateral	
b) Vista superior	
5.10. Curvas características de una bomba helicoidal.	70
5.11. Bombas reciprocantes.	71
a) de pistón y cilindro	
b) bomba radial de pistón	
5.12. Elementos básicos de una bomba centrífuga.	72
5.13. Acción de una bomba de hélice.	73
6.1. Pistón de simple efecto.	81
6.2. Pistón de doble efecto.	82

6.3.	Cilindro de simple efecto.	83
6.4.	Cilindro de doble efecto.	85
	a) de doble accion	
	b) de doble vástago	
6.5.	Cilindro de circuito de Bypass integrado.	86
6.6.	Cilindro telescopico	87
6.7.	Modelo del motor de embolos axiales con plano inclinado.	89
6.8.	Motor de embolos axiales con disco mclinado.	90
6.9.	Motor hidraulico de engranes.	92
6.10.	Motor de doble aspa de giro limitado	93
6.11.	Motor de rotación limitada con piston dual y cremallera	94
7.1	Caída de presion en la zona de estrangulamiento.	96
7.2.	Cavitación.	97
7.3.	Deposito de aceite.	101
7.4.	Acumuladores de pesos muertos	105
	a) con émbolo	
	b) con émbolo invertido	
7.5.	Acumulador de resorte.	106
7.6.	Acumuladores cilindricos de gas	108
	a) de válvula check flotante	
	b) de bola flexible	
	c) de piston flotante	
7.7.	Acumuladores pneumaticos.	110
	A) de diafragma	
	b) de bolsa	
8.1.	Filtro de aspiración con valvula de desviacion.	117
8.2.	Estructura de los filtros	120
8.3.	Curva característica del cuerpo	123
8.4.	Curva característica de los elementos del filtro de presion.	123
8.5.	Factor de viscosidad $f$ .	123
8.6.	Indicador de grado de suciedad.	125
8.7.	Juntas de los cilindros.	129
9.1.	Esquema del circuito del ejercicio 1	132
9.2.	Curva característica de la bomba	134
9.3.	Corte transversal de la válvula limitadora de presion	135
9.4.	Diagrama del circuito del ejercicio 2	136

9.5.	Corte transversal de la válvula de bloqueo	137
9.6.	Corte transversal de la valvula check pilotada	139
9.7.	Diagrama del circuito del ejercicio 3	140
9.8.	Diagrama del circuito del ejercicio 3 (otro arreglo)	141
9.9.	Corte transversal de la válvula de secuencia 3	142
9.10.	Diagrama del circuito del ejercicio 4	144
9.11.	Corte transversal de la valvula de estrangulamiento	145
9.12.	Diagrama del circuito del ejercicio 5	147
	a) arreglo 1	
	b) arreglo 2	
9.13.	Corte transversal de la válvula reguladora de caudal	148
9.14.	Diagrama del circuito del ejercicio 6	150
9.15.	Corte transversal de la válvula de estrangulacion	152
9.16.	Corte transversal de la valvula de estrangulacion regulable	153
9.17.	Corte transversal de la valvula de orificio regulable	154
9.18.	Diagrama del circuito del ejercicio 7	155
9.19.	Corte transversal del motor hidraulico	156
9.20.	Diagrama del circuito del ejercicio 8	158
9.21.	Diagrama del circuito del ejercicio 9	160
9.22.	Diagrama del circuito del ejercicio 9 (otro arreglo)	161
10.1	Estructura de un tubo flexible.	164
10.2.	Reglas para el montaje de tuberías.	167
10.3.	Tipos de caudal.	174
10.4.	La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal.	176
10.5.	Plano de situación.	182
10.6.	Carrera de avance	185
10.7	Carrera de retroceso	186
11.1	Potencia.	198
11.2.	Grados de eficiencia.	190
11.3.	Plataforma elevadora	195
12.1.	Circuito hidraulico de trabajo	201
12.2.	Líneas de presión y líneas de retorno de avance	203
12.3.	Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los actuadores	205
12.4.	Diámetros y superficies del émbolo	214

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla</b>		<b>Página</b>
3.1.	Liquidos HF y su contenido de agua.	28
3.2.	Limites de viscosidad.	29
3.3.	Clases de viscosidades	30
3.4.	Clases de viscosidades segun SAE	31
3.5.	Comparación de las propiedades de los fluidos.	35
8.1.	Grado de filtración y campos de aplicacion.	115
8.2.	Grados de filtración recomendados.	119
8.3.	Criterios de selección de los filtros (Hydac).	121
8.4.	Ventajas y desventajas de refrigeracion por aire y por agua.	126
9.1.	Datos de la prueba	133
10.1.	Pérdidas de presion $\Delta p$ de fluidos en tuberías.	167
10.2	Lista de elementos de union.	171
10.3	Lista de elementos de conexion.	171
11.1.	Diametros interiores de los cilindros.	192
11.2.	Diámetros de los vástagos.	192
11.3.	Presiones nominales.	192



# APÉNDICE 1

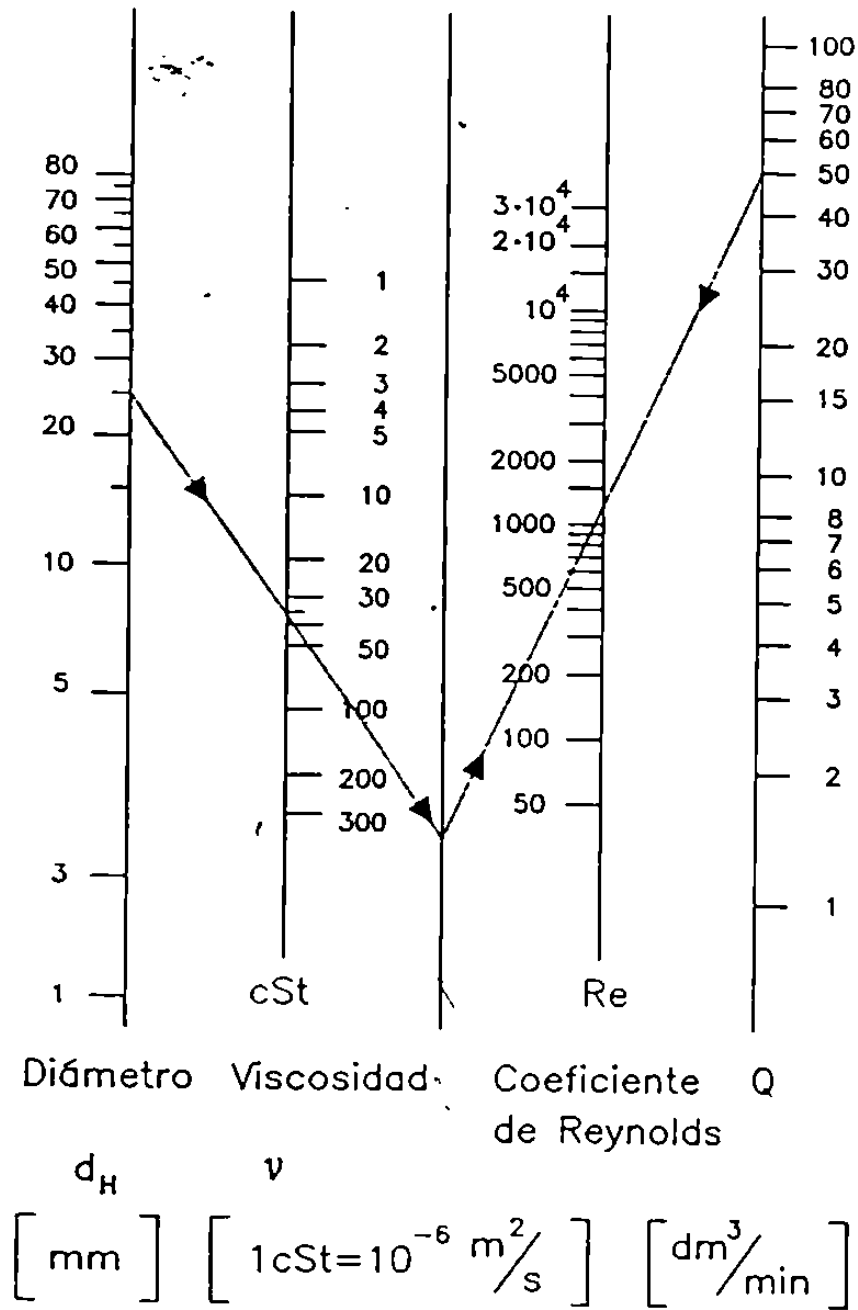


Figura A-1 Determinación del coeficiente de Reynold's (prof Charchut)

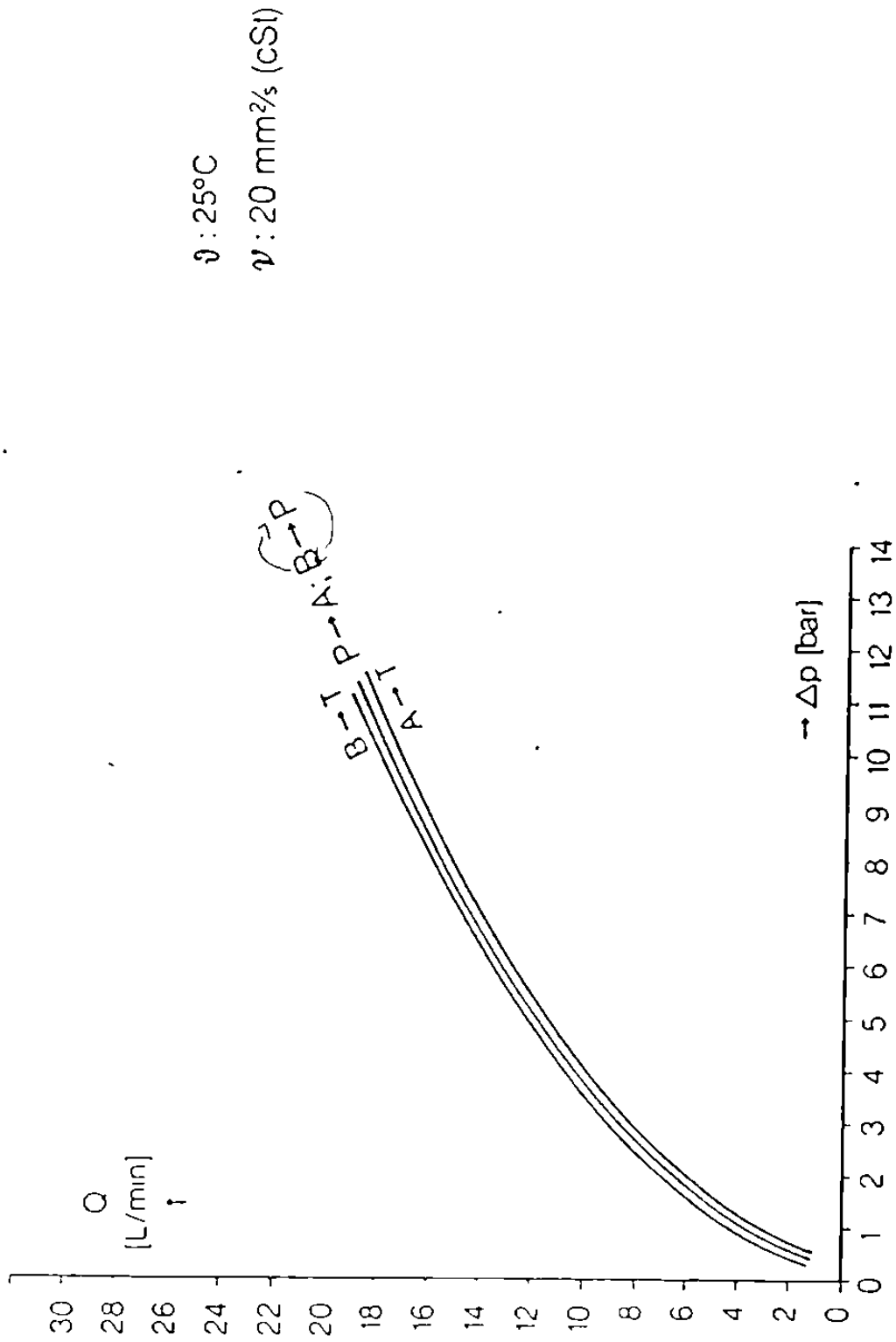


Figura A-2 Curvas de  $\Delta p$  para valvula 4 2 vias

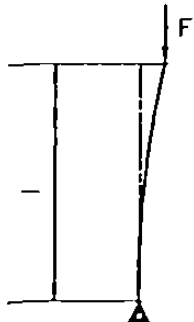
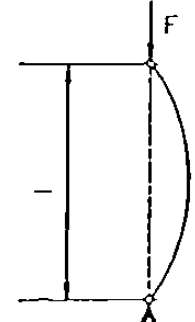
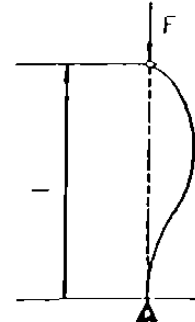
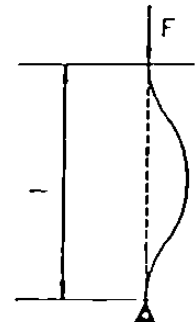
Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Un extremo libre un extremo fijo	Los dos extremos articulados	Un extremo arti- culado un extremo fijo	Los dos extremos fijos
			
$l_K = 2l$	$l_K = l$	$l_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$ (0,707)	$l_K = \frac{l}{2}$

Figura A-3 Metodos de fijacion alternativos segun Euler

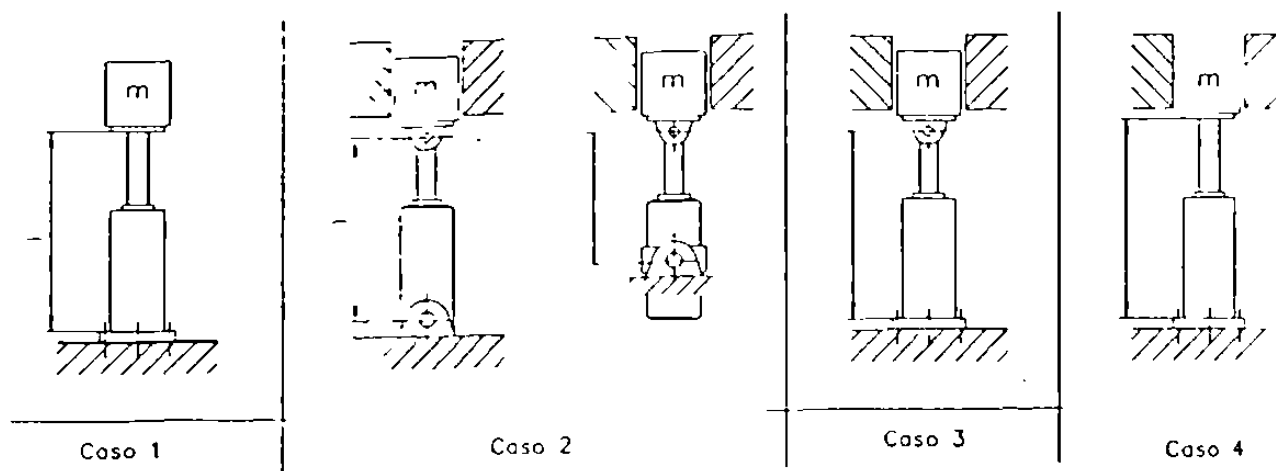


Figura A-4 Ejemplos de determinacion de la longitud  $L$



Fluido Hidraulico con  $\rho = 850 \text{ kg/cm}^3$

(K) a aprox 15 C ( $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ ), (W) a aprox 60 C ( $\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ )

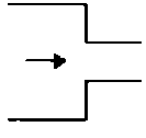
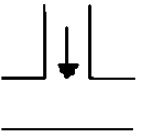

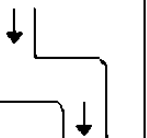
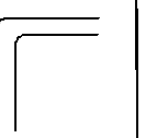
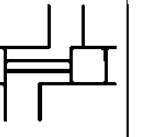
$\Delta p$  en bar m

$\nu (\text{m}^2/\text{s})$		0.5		1		2		4		6	
d (mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
	Re	3	5	60	3	2	60	240	120	360	8
0	$\lambda$	2.5	0.5	2.25	2.5	62.5	12.5	3.2	62.5	21	0.4
	$\gamma_p$	44	9	88	117	1.77	0.35	3.54	0.7	5.3	0.2
1	Re	50	25	1	5	2	1000	400	2	600	3000
	$\lambda$	1.5	3	7.5	1.5	37.5	7.5	187	0.37	12.5	43
	$\gamma_p$	16	3	32	0.4	64	13	27	2.5	0	5
20	Re	100	500	200	1000	400	2000	800	40	1200	6000
	$\lambda$	0.75	1.5	37.5	0.75	0.187	0.37	0.93	0.4	0.2	30
	$\gamma_p$	0.4	8	0.8	0.16	16	3	32	0.136	47	2.5
30	Re	150	750	300	1500	600	3000	120	6000	1800	0.0
	$\lambda$	5	0.1	0.25	0.05	12.5	43	62	36	0.42	32
	$\gamma_p$	0.17	0.3	3.5	0.07	7	0.24	14	82	2.14	0.3
40	Re	200	1000	400	2000	800	4	1000	8000	2400	1200
	$\lambda$	37.5	7.5	18.7	0.37	0.093	4	0.47	0.33	4.5	3
	$\gamma_p$	0.1	0.002	0.02	4	4	0.7	8	50	172	1.4
50	Re	250	1250	500	2500	1000	500	200	10000	3000	15
	$\lambda$	3	6	5	0.45	7.5	37	0.37	0.33	43	28
	$\gamma_p$	6	0.1	3	4	2.5	0.12	5	42	0.13	8.5
60	Re	300	15	600	300	1200	6000	240	12000	3600	18
	$\lambda$	2.5	5	0.125	43	62	0.36	0.45	3	4	0.27
	$\gamma_p$	0.04	0.008	0.09	0.03	17	0.1	5	0.34	1	0.7

Tabla A-1 Resistencia al flujo en tubos de 1 m de longitud

Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7.5	3	1.5	1.25	1.15	1.0

**Tabla A-2** Tabla para el factor de correccion b

						
$\tau$	0.5	1.3	0.5-1	2	1.2	5-15

**Tabla A-3** Tabla para el coeficiente geometrico

Valores Nominales	$d_k$ mm	25	32	40	50	60	63	80	100	125
		$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	4.91	8.44	20		28.3	31.2	51.3	78.5
1.25	d mm	2	4	18	22	25	28	36	45	56
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	3.78	6.5		5.8	23.4	25.1	40	12.2	98
	$\phi$ valor nom	1.3	2.4	1.25	1.24	2.1	1.25	1.25	1.25	1.25
4	d mm	14	8	22	28	32	36	45	56	70
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	3.37	5.56	8.77	13.5	20.2	21	34.4	54	84.2
	$\phi$ valor nom	4.6	1.16	1.44	1.45	1.39	1.49	1.46	4.5	1.46
1.6	d mm	10	20	25	32	36	40	50	63	8
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	2.9	4.90	7.66	11.6	18.2	18.6	3.6	47.4	72.4
	$\phi$ valor nom	1.69	1.64	1.64	1.69	1.55	1.68	1.64	1.66	9
2	d mm	18	22	28	36	40	45	56	70	90
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	2.36	4.24	6.41	9.46	15.7	15.3	25.6	40.0	59.1
	$\phi$ valor nom	2.08	1.90	1.96	2.08	1.8	2.34	1.96	1.96	2.38
2.5	d mm	20	25	32	40	45	50	63	80	100
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	1.77	3.13	4.52	7.7	12.3	11.5		28.4	44.2
	$\phi$ valor nom	2.78	2.57	2.78	2.78	2.3	2.70	2.64	2.78	2.78
5	d mm	—	—	—	45	55	56	70	90	110
	$A_{KR}$ cm <sup>2</sup>	—	—	—	3.73	4.54	6.54	11.8	14.9	27.7
	$\phi$ valor nom	—	—	—	5.20	6.2	4.77	4.27	5.26	4.43

**Tabla A-4** Relación de superficie  $\phi$

## APÉNDICE 2

### GLOSARIO

NOMBRE	DEFINICIÓN
Actuador	Un dispositivo para convertir la energía fluida en movimiento mecánico
Acumulador	Una cámara de almacenamiento de presión del fluido en la que la energía de presión del fluido se puede acumular y de la cual se puede extraer o sacar
Bomba	Un dispositivo que convierte energía mecánica en energía fluida
Cilindro	Un dispositivo de movimiento lineal, para convertir la energía mecánica en el cual el empuje o fuerza es proporcional al área efectiva de la sección transversal
Cilindro de doble acción	Un cilindro en el cual la fuerza del fluido puede aplicarse en cualquier dirección
Cilindro de simple acción	Un cilindro en el cual la fuerza del fluido se aplica únicamente en una dirección
Cilindro de tipo de embolo	Un cilindro en el cual el elemento interno es de un diámetro simple y al cual se aplica el sello o cierre del tipo contable
Cilindro del tipo de piston	Un cilindro en el cual el elemento interno es de uno o más diámetros y el cierre o sello es del tipo de expansión
Cojin hidráulico	Un cojin en el cual un cilindro hidráulico proporciona la resistencia. La presión en el cilindro es generada por el piston principal de movimiento. El cojin es regresado a su posición normal hidráulicamente
Colador	Un dispositivo para la remoción de sólidos del fluido, donde la resistencia al movimiento de dichas soluciones, está en una línea recta



<b>NOMBRE</b>	<b>DEFINICIÓN</b>
Conducto	Un pasaje del fluido, el cual es largo con respecto a la dimension de la seccion transversal
Conexion de brida	Un bloque de metal en el cual la tuberia o linea de tuberia esta terminada, para que pueda apernarse el equipo a una brida compañera para formar una conexion de union
Control o mando hidraulica	Un control o mando actuado por fluido
Deposito o tanque	Una camara usada para almacenar el fluido hidraulica. Las bombas, motores y valvulas pueden montarse sobre el deposito el cual generalmente esta equipado con ventilas de aire y lleno de fluido
Diagrama simbolico	Un croquis o grupo de croquis que muestra por medio de simbolos tipo o estandares aprobados a todas las piezas del aparato hidraulica, incluyendo a todas las lineas de interconexion
Filtro	Un dispositivo para la remodelacion de solidos de un fluido, donde la resistencia al movimiento de tales solidos es un recorrido torturoso
Fluido	Una sustancia que cede a cualquier presion que tienda a alterar su forma. Los fluidos incluyen tanto a los liquidos como a los gases
Fluido hidraulica	Un fluido aprovechable para su uso o utilizacion en los sistemas hidraulicas
Fluidos resistentes al fuego	Un fluido que no es facilmente inflamable
Linea	Una tuberia o Manguera que actua como conductor de fluido
Linea de descarga o escape	Una linea de retorno que lleva fluido de potencia o para control de actuacion de regreso al deposito

<b>NOMBRE</b>	<b>DEFINICIÓN</b>
Linea de trabajo	Una linea que actua como conductor de fluido Actuador de potencia
Linea drena	Una linea que regresa aceite perdido en forma independiente al deposito o tanque distribuidor ventilado Cuando esta linea regresa al deposito tendra un simbolo de deposito y si regresa a un distribuidor ventilado tendra un simbolo de distribuidor ventilado
Linea piloto	Una linea que actua como conductor de fluido para mando o control de actuacion
Motor rotatorio	Un motor que produce movimiento rotatorio y que tiene el momento de torsion proporcional desplazamiento por revolucion y a la caída de presion que hay entre los orificios de entrada y de descarga
Numeros de viscosidad SAE del fluido	Son los numeros arbitrarios para clasificar los fluidos de acuerdo con sus viscosidades Estos numeros en ninguna forma indican el indole de viscosidad de los fluidos
Piston o ariete	El elemento del conjunto de un cilindro que usualmente se mueve en relacion con este
Purgador de aire	Un dispositivo empleado para remover el aire desde el punto alto en un circuito Este dispositivo puede ser una valvula de aguja, tuberia capilar al tanque o un tapon de purga
Valvula	Una dispositivo para controlar el ritmo del flujo, la direccion o la presion de un fluido
Valvula de alivio	Una valvula que limita a la presion maxima que puede aplicarse a la porcion del circuito a la cual esta conectada

<b>NOMBRE</b>	<b>DEFINICIÓN</b>
Valvula de contrabalanceo o equilibrio	Una valvula que mantiene resistencia contra el flujo en una direccion, pero que permite el flujo libre en la otra. Va usualmente conectada a la salida de un cilindro de doble accion para soportar su peso o evitar movimientos incontrolados
Valvula de seguridad	Una valvula de dos pasos del tipo de vastago que tiene el proposito de liberar el fluido a una area secundaria cuando las presiones llegan al maximo valor fijado
Valvula del tipo de carrete	Una construccion de valvula que utiliza a un carrete que consta de cortes por abajo o huecos en un cilindro de metal. El carrete se ajusta a un agujero que contiene cortes anulares. El movimiento del carrete en el agujero conecta a los pasos que quedan descubiertos por los cortes por abajo del mismo. El flujo libre, generalmente es necesario para asegurar libertad de movimiento al carrete
Viscosidad del fluido	Es una medida de la friccion interna o resistencia que presenta un fluido a escurrir o fluir (Vease viscosidad absoluta del fluido y viscosidad cinematica del fluido)

# RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

## INGENIERO JOSÉ ELOY VARGAS ROCHA

Nací en Cd Madero Tamps el 1 de Diciembre de 1950, mis padres son Blas Vargas Pazzi y Ana María Rocha de Vargas

Realice mis estudios de Licenciatura en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica en la Universidad Autónoma de Nuevo León y obtuve el título en dicha carrera en Marzo de 1975

Mi experiencia profesional es la siguiente

- Maestro de la FIME desde Abril de 1972 a la fecha
- Supervisor en líneas y subestaciones en Comisión Federal de Electricidad de Agosto de 1979 a Marzo de 1983
- Maestro en la Universidad Regiomontana de 1984 a 1992

Las organizaciones profesionales a las que pertenezco

- AMFIME (Asociación de Maestros de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica)
- EXAFIME (Ex-alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica)

Este Trabajo titulado "Sistemas de Potencia Oleohidráulica" es presentado en calidad de Tesis con opción al título de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos

