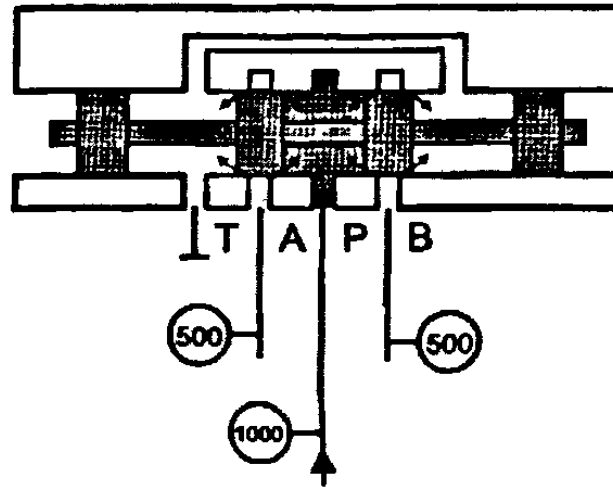


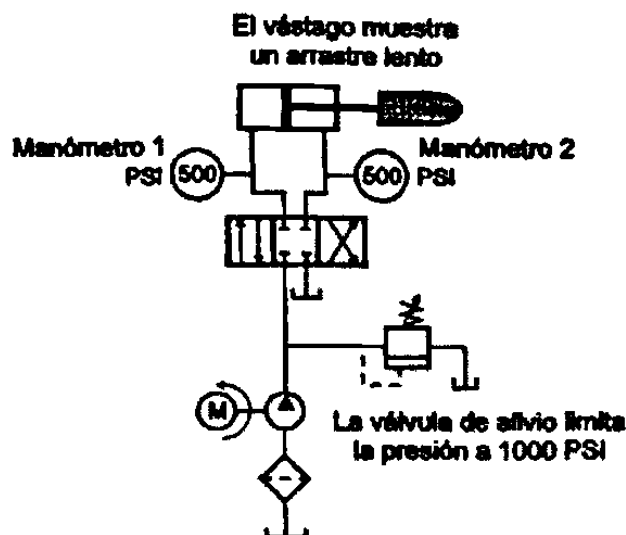
pierde otros 500 psi (3448 kPa). Entonces, la presión en el puerto A, y por tanto en la línea A hacia el actuador, es de 500 psi (3448 kPa).



**Figura 10.49** Presión diferencial en válvula

Algo semejante ocurre en el otro lado del conmutador, de forma que en el puerto B y en la línea B hacia el actuador también hay una presión de 500 psi (3448 kPa).

En el circuito del ejemplo se muestra una válvula direccional de centro cerrado con el conmutador en su posición central sometida a una presión de 1000 psi (6896 kPa) en su puerto P. Poco después del momento en que la válvula tomó su posición central, en las líneas hacia el actuador se manifestará una presión cercana a 500 psi (3448 kPa). Puesto que la presión de 500 psi (3448 kPa) actúa sobre ambas caras del émbolo de un cilindro de vástago único, se genera una fuerza desbalanceada que tiende a extender el vástago. Si la carga acoplada al cilindro no es lo suficientemente grande, el émbolo se extenderá lentamente.



**Figura 10.50** Sección a presión diferencial

**Nota:** En la práctica real, la presión en la cara del émbolo del lado del vástago será aproximadamente de 500 psi (3448 kPa). La presión en la cara contraria del émbolo se estabilizará en un valor inferior a 400 psi (2759 kPa). De este modo, las fuerzas que actúan sobre el émbolo estarán prácticamente en equilibrio.

Para corregir un problema de arrastre del vástago, causado por el empleo de una válvula de centro cerrado, no se recomienda emplear una válvula antirretorno operada por piloto en la línea del cilindro del lado del vástago. Por lo general, no se usan válvulas direccionales de centro cerrado en combinación con válvulas antirretorno operadas por piloto. Una válvula antirretorno operada por piloto será ineficaz tan pronto como aumente la presión en su línea piloto. Por lo tanto, una válvula antirretorno de este tipo ayuda muy poco para corregir el arrastre del vástago.

## Condición del centro tándem

Cuando se encuentra en su posición central, una válvula direccional con conmutador de centro tándem tiene el pasaje P conectado con el pasaje T y los pasajes A y B bloqueados.

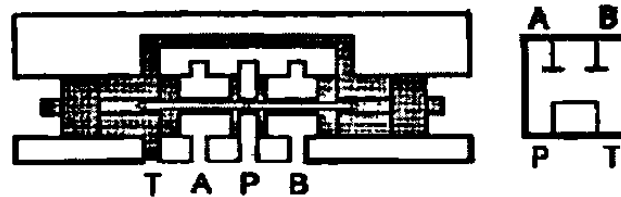


Figura 10.51 Válvula de tres posiciones centro tándem

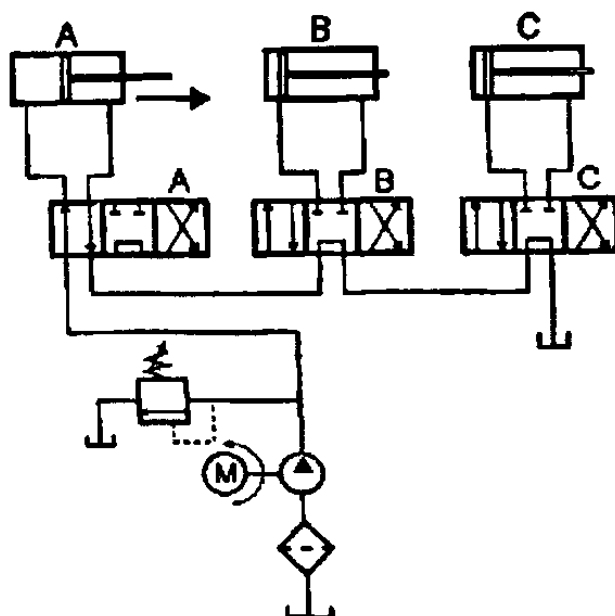
## Válvulas de centro tándem en un circuito

La condición de centro tándem detiene el movimiento del actuador y permite que el flujo proveniente de la bomba retorne al tanque durante los tiempos muertos del sistema.

Con frecuencia, varias válvulas de centro tándem se conectan en serie de modo que el puerto T de una válvula quede conectado con el punto P de otra. Este arreglo permite que los actuadores puedan funcionar en forma individual ó de modo simultáneo. También, durante los tiempos muertos, el flujo de la bomba se puede descargar al tanque a través de las válvulas direccionales.

En el circuito de la figura, tres cilindros son controlados por sendas válvulas direccionales de centro tándem. Cuando la válvula direccional A cambia de posición, las flechas paralelas se integran al circuito y el cilindro A se extiende. El flujo que se descarga regresa al tanque a través de las válvulas B y C. Al terminar su operación el cilindro A, la válvula A cambia a la posición central. En este momento, cualquiera de los

cilindros B y C puede ser puesto en operación. Cada cilindro puede operar de manera independiente; la presión requerida en cada cilindro está determinada, como es usual, por la carga y el área del émbolo.

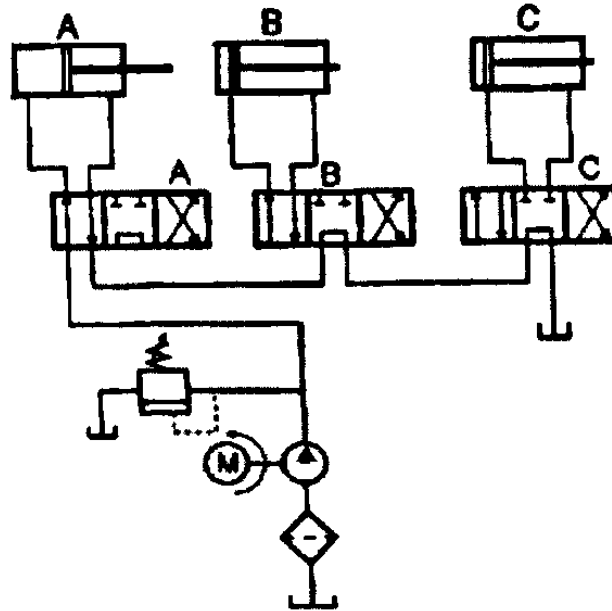


**Figura 10.52** Modos de conexión para válvulas con centro tándem (1)

Es posible varios cilindros simultáneamente al conectar en serie varias válvulas direccionales de centro tándem. Si las válvulas A y B son accionadas al mismo tiempo, el cilindro A recibe la totalidad del caudal de la bomba; este cilindro tiene prioridad ya que la válvula A se encuentra más cerca de la bomba. El caudal descargado por el cilindro A determina la rapidez del vástago del cilindro B. Si se acciona la válvula C, la rapidez del vástago del cilindro C será definida por el caudal descargado por el cilindro B. Con este arreglo, los cilindros pueden operar al mismo tiempo; la presión requerida en cada cilindro dependerá de su carga y de las cargas de todos aquellos cilindros que en relación a él se encuentren corriente abajo.

Con anterioridad –para las válvulas direccionales de 4 vías– se señaló que las diferentes condiciones centrales se obtienen al usar el conmutador apropiado en el interior del cuerpo de la válvula. Cuando se utiliza un conmutador de centro tándem en

un cuerpo de válvula, su capacidad de flujo se reduce varias veces. Además, la condición central de descarga del conmutador no es tan buena como la que uno espera después de haber visto el símbolo de un centro tándem.



**Figura 10.53** Modos de conexión para válvulas con centro tándem (2)

En una válvula de 4 vías hidráulica industrial, los pasajes P y T no suelen hallarse uno junto al otro. Como el conducto P está en el centro de la válvula y el conducto T en ambos extremos de la misma, los conductos P y T se interconectan –en la posición central- por medio de un pasaje que corre por el centro del eje del conmutador. Cuando circula el caudal nominal por la válvula, el paso del fluido a través de este conducto estrecho puede resultar en una presión diferencial de 50 psi (345 kPa). Si el flujo de la bomba debe pasar a través de varias válvulas de centro tándem, el motor eléctrico de la bomba se verá obligado a desarrollar una potencia sustancial durante los tiempos muertos.

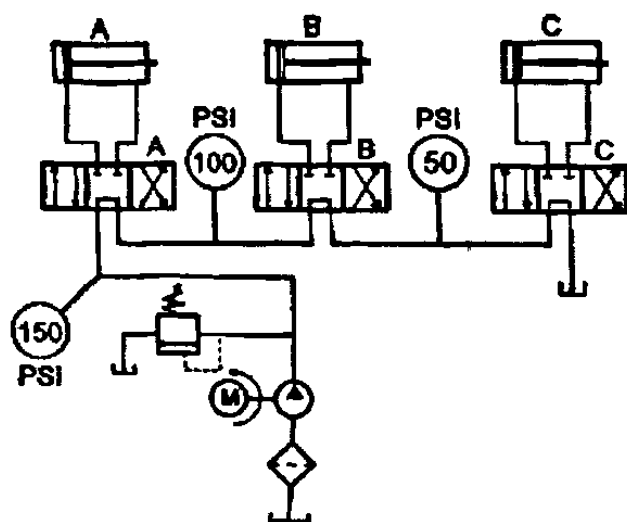


Figura 10.54 Modos de conexión para válvulas con centro tándem (3)

Otra característica de una válvula direccional de centro tándem es que su capacidad de flujo se reduce notoriamente. Para disponer de un ducto con dimensiones razonables para interconectar a P con T en la posición central, el conmutador de centro tándem posee un eje mucho más grueso que los ejes de los demás tipos de conmutadores. Esta característica implica que el flujo encuentra un paso más reducido cuando el conmutador se mueve a cualquiera de las posiciones extremas.

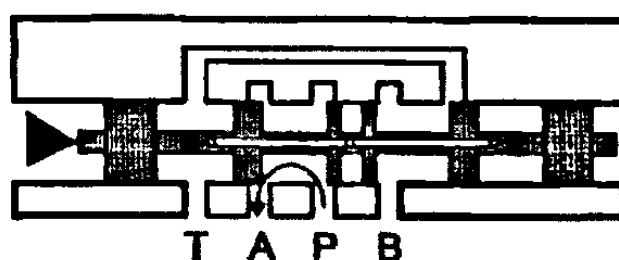
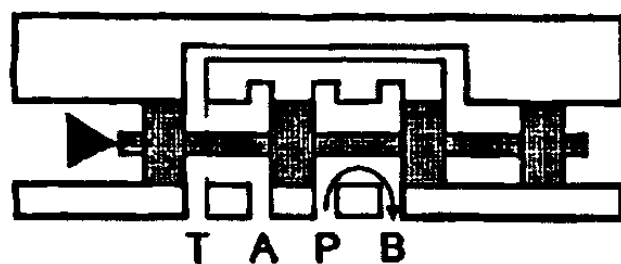


Figura 10.55 Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (1)

Una válvula direccional de centro tándem opera de manera distinta a como lo hacen las válvulas direccionales que tienen otro conmutador. Debido a su construcción, cuando el conmutador de centro tándem se desplaza hacia la derecha, el flujo pasa de P hacia A.

En otros conmutadores, por ejemplo los del centro cerrado, el flujo pasa de P hacia B cuando hay un desplazamiento hacia la derecha.

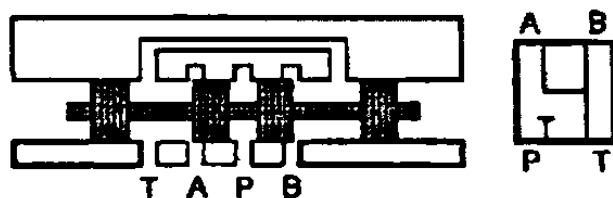


**Figura 10.56** Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (2)

En consecuencia, al remplazar con una válvula tándem a una válvula con otro conmutador, el actuador controlado por la válvula direccional operará de manera opuesta a cómo lo hacía, siempre y cuando lo demás permanezca sin cambio.

### Centro Flotante

Una válvula direccional cuyo conmutador tiene centro flotante tiene el pasaje P bloqueado, y los demás pasajes A, B y T interconectados cuando se encuentra en su posición central.



**Figura 10.57** Válvula direccional 3 posiciones 4 vías centro flotante

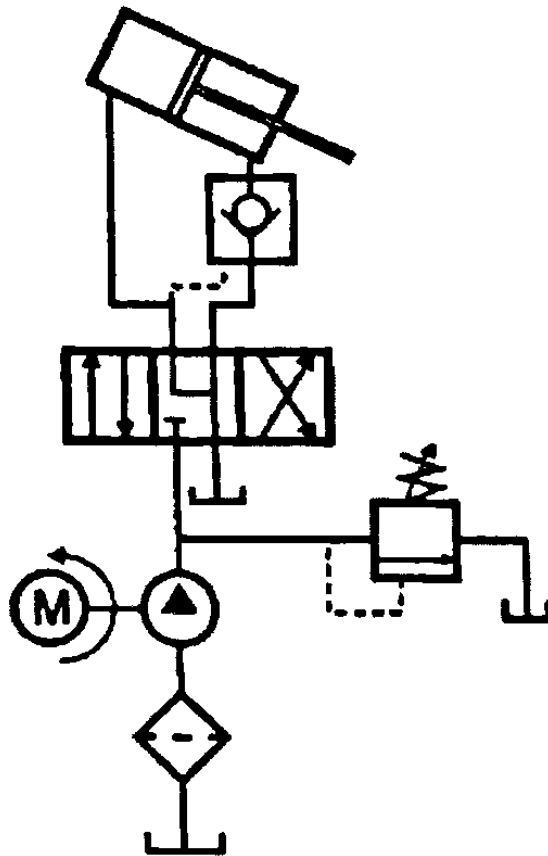
## **Válvulas de centro flotante en un circuito**

Un centro flotante permite la operación independiente de varios actuadores conectados a la misma fuente de potencia, y también permite el movimiento libre de cada actuador.

Una de las ventajas del centro flotante es que en las líneas hacia el actuador la presión no aumenta cuando el pasaje P está bloqueado, como ocurre con la válvula de centro cerrado. Este conmutador impide que el vástago del cilindro sea arrastrado.

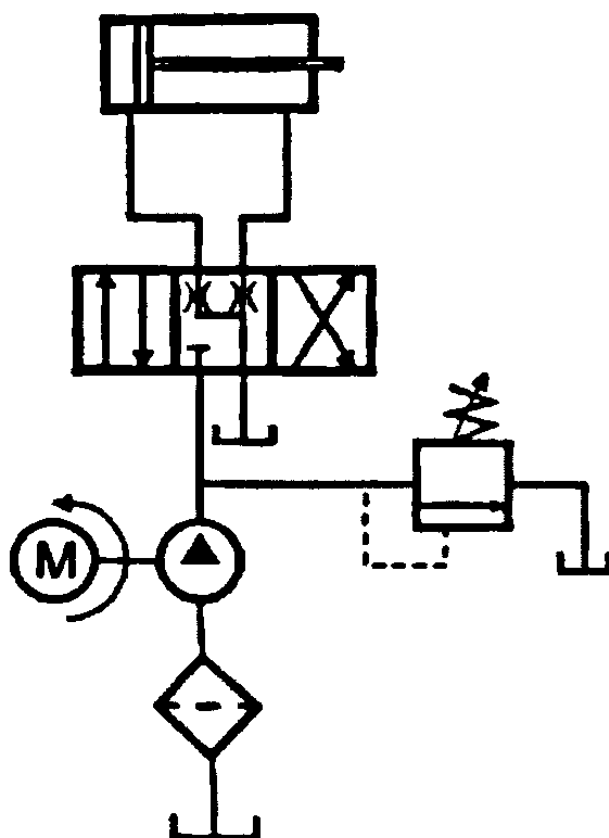
Una desventaja de este conmutador es que la carga no se puede detener ó mantener fija. Si el sistema tiene este requisito, se puede usar una válvula antirretorno operada por piloto en conjunto con la válvula de centro flotante. Por esta razón, en ocasiones se llama a estos conmutadores con el nombre de conmutadores antirretorno operados por piloto.





**Figura 10.58** Circuito hidráulico con válvula centro flotante

Normalmente se usa un conmutador de centro flotante con orificios reguladores en los émbolos A y B del conmutador- para aminorar el movimiento de una carga cuando la válvula está en su posición central. Cuando el conmutador ocupa su posición central, estos orificios restringen el flujo hacia el tanque proveniente de los puertos A y B. Por lo tanto, se genera una contrapresión en el actuador que tiende a frenar ó aún detener- su movimiento. En ocasiones, los conmutadores de centro flotante de este tipo son llamados conmutadores motrices.



**Figura 10.59** Circuito hidráulico con válvula centro flotante con orificios reguladores

#### 10.5.4 Operadores para las válvulas direccionales

##### Dispositivos de operación

La mayoría de las válvulas descritas en los capítulos anteriores, son autooperables porque su función está controlada por la presión de los fluidos que pasa por ellas ó por la presión fluido en un circuito asociado. Cada posición del carrete fija una simple acción: el pistón del cilindro puede moverse hacia delante, retrocederse ó mantenerse fijo. Por lo tanto la instalación y control de la función del pistón ó del motor del fluido usualmente se consiguen por la actuación de una válvula direccional del carrete.

Los carretes pueden moverse a mano, con levas, con aceite ó aire piloto, con solenoide ó con una combinación de estos dispositivos. Los dispositivos más importantes son los de operación manual.

### **Palancas y vástagos**

Los retenes ó dispositivos de posición del resorte, generalmente, están incluidos en las válvulas de operación manual. En algunos circuitos las válvulas de control direccional están equipadas con un pequeño pistón auxiliar en un extremo del carrete, lo cual permite a la válvula ser operada en una dirección por la palanca y regresada por la señal extrema de fluido a presión sobre el pistón. El control manual de las válvulas direccionales da al operador un grado de control de la velocidad, ya que la válvula puede abrirse únicamente en una parte y mantenerse entre las posiciones neutral y de la punta extrema.

### **Levas**

Puede establecerse una secuencia de movimiento en un circuito hidráulico mediante el empleo de una leva ó de una serie de levas impulsadas por rodillos unidos al vástago de la válvula. Usualmente estas válvulas tienen un retorno de resorte para sujetar el rodillo contra la leva en todo tiempo. Un control rápido y seguro es posible, ya que la aceleración y desaceleración están determinadas por la configuración de la leva. Nótese que las levas pueden accionarse por fluido en lugar de hacerlo con motores eléctricos, en atmósferas explosivas.

Las válvulas accionadas con levas pueden usarse como intercierres hasta que el miembro de una máquina haya completado su carrera y descomprimido el mecanismo del rodillo, el flujo es bloqueado desde otra parte del circuito por la válvula de cuatro pasos. El segundo movimiento no empezará hasta que el primer movimiento haya alcanzado una etapa deseada de acabado.

### **Actuación de pedal**

Los pedales dan al operador un control relativamente fino de la posición del carrete. El pedal puede estar libre para controlar el viaje del carrete en ambas direcciones ó balancear el resorte para regresar al carrete a una posición predeterminada cuando el pie se quita. Los controles de las puertas de los hornos, los levantadores de rampas, los mecanismos para posición y los controles para tolvas oscilantes, frecuentemente se equipan con válvulas operadas con pedales debido a que el operador generalmente necesita las dos manos libres para otras operaciones.

### **Pilotos de aceite y de aire**

Los pilotos de aire constituyen una instalación a prueba de incendios si la línea piloto debe pasar por una zona caliente ó peligrosa en otra forma. El aire en el taller generalmente está disponible y listo para ser utilizado. Nótese que si un circuito ha sido diseñado con la bomba de aceite con descarga al tanque cuando la válvula está en neutral, no habrá aceite sobrepresionado para operar los pilotos de aceite.

Los pilotos de aceite pueden controlarse en su velocidad con restricciones ajustables (válvulas de aguja, por ejemplo), de modo que las aceleraciones y desaceleraciones del flujo de la válvula direccional sean parejas. No es necesario ejercer altas presiones del

cuerpo sobre las tapas de los extremos de la válvula cuando se hace la guía con fuentes externas de aceite a baja presión y los intercierres complejos son fácilmente instalados.

Las válvulas de operación piloto, pueden situarse a considerable distancia del controlador piloto. Las líneas piloto son pequeñas, y a no ser que las distancias sean muy largas, las velocidades de respuestas son altas. Un gran número de válvulas puede guiarse desde una simple fuente de presión.

### **Actuación directa del solenoide**

En una época, prácticamente, todas las válvulas de operación con solenoide fueron equipadas con solenoides lo suficientemente grandes para operar los carretes sin los auxilios de presión piloto. Actualmente los diseños se inclinan más frecuentemente a la presión piloto. Con la aparición de cierres ó sellos adaptables y solenoides efectivos a las necesidades particulares de las válvulas, las válvulas operadas directamente con solenoide están ahora limitadas a válvulas piloto ó carretes a ciertas aplicaciones de presión relativamente baja.

La velocidad de la operación del solenoide usualmente es demasiada alta para la actuación directa de una válvula grande de carrete y hay poca oportunidad para controlar la aceleración y desaceleración y el asentamiento normal del émbolo del solenoide al final de la carrera puede generar ondas de choque hidráulico más bien pesadas.

### **Actuación de operación piloto con control de solenoide**

Este control es una combinación de la actuación directa con solenoide y del empleo de un fluido a presión para movimiento de potencia.

# CAPÍTULO 11

## ACTUADORES HIDRÁULICOS

### 11.1 Introducción

A este elemento se le llama elemento de salida ó actuador, que es por donde comienza realmente el diseño del sistema, el tipo de trabajo a realizar y los requisitos de potencia son los factores que determinan el tipo y tamaño del motor ó cilindro que deberá utilizarse.

### 11.2 Actuadores lineales

Un actuador es un elemento que convierte la energía hidráulica en energía mecánica.

Los actuadores que tienen desplazamiento lineal son llamados comúnmente cilindros hidráulicos ó de fluidos.

Un cilindro hidráulico tipo émbolo no posee pistón, hacienda la barra misma el papel de pistón insertada en el cilindro externo, siendo su fluido sellado sólo en el cuello

del cilindro externo; por lo que este tipo de cilindro es esencialmente de acción simple, en el que el fluido solo puede mover la barra hacia afuera, siendo necesaria alguna otra fuerza interna para retornar la barra al interior del cilindro.

Este tipo de cilindro es usado en prensas grandes y en elevadores tipo garaje para automóviles.

Un cilindro hidráulico tipo pistón, consta de un pistón y una barra que están unidos de tal manera que forman dos cámaras separadas. Dichas cámaras, extremo de barra y extremo de ciego, están separadas y selladas por el pistón.

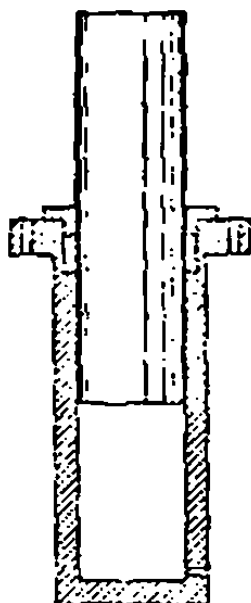
Los cilindros tipo pistón son los de mayor aplicación y su configuración general de diseño será más evidente por las distintas maneras de montar dichos cilindros con el objeto de que adopten las cargas requeridas por sus aplicaciones.

### **Clasificación y funcionamiento de actuadores lineales**

Los cilindros hidráulicos ó de fluido se clasifican de la siguiente manera:

- I. De pistón ó émbolo
- II. Tipo de montaje; Pié, Pivote, Brida, Muñón y Ensamble
- III. Tipo de Barra; Simple, Doble y Telescópica
- IV. Acción del Cilindro; Simple ó Doble acción y Retorno por Resorte ó ayuda
- V. Tándem y Dual
- VI. Amortiguada y no Amortiguada.

**I. Un cilindro hidráulico de tipo émbolo, no posee pistón, haciendo la barra misma el papel de pistón insertada en el cilindro externo; siendo su fluido sellado sólo en el cuello del cilindro externo; por lo que éste tipo de cilindro es esencialmente de acción simple en el que el fluido sólo puede mover la barra hacia fuera, siendo necesaria alguna otra fuerza interna para retornar la barra al interior del cilindro.**



**Figura 11.1** Diseño de un cilindro tipo émbolo

Este tipo de cilindro es usado en prensas grandes y en elevadores tipo garaje para automóviles.

Un cilindro hidráulico tipo pistón, consta de un pistón y una barra que están unidos de tal manera que forman 2 cámaras separadas. Dichas cámaras, extremo de barra y extremo ciego, están separadas y selladas por el pistón.

Los cilindros tipo pistón son los de mayor aplicación y su configuración general de diseño será más evidente por las distintas maneras de montar dichos cilindros con el objeto de que adopten las cargas requeridas por sus aplicaciones.



## II. Los diferentes métodos de montar cilindros hidráulicos son los siguientes:

- a) **Montaje de pié:** El cuerpo del cilindro está adherido a la base del cilindro en ambos extremos.

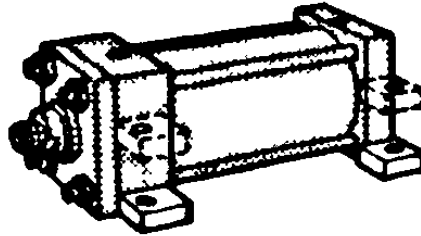


Figura 11.2 Montaje de pié

- b) **Montaje de Pivote:** El cuerpo del cilindro tiene un pivote en el extremo de la cabeza del cilindro.

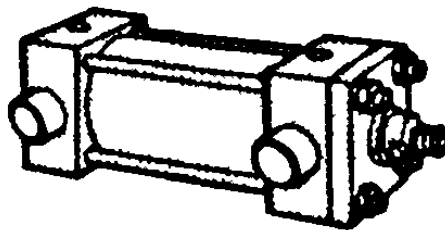


Figura 11.3 Montaje de pivote

- c) **Montaje de Brida:** El cilindro está adherido por medio de brida alrededor de la periferia del cuerpo del cilindro.

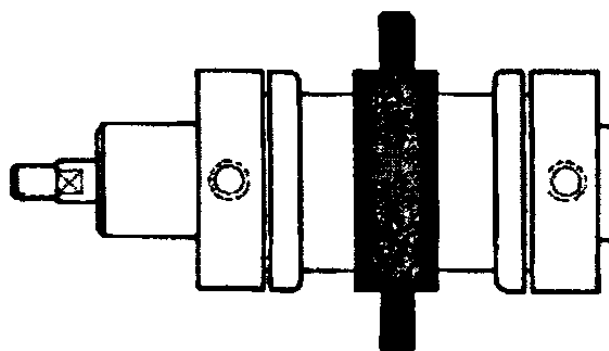
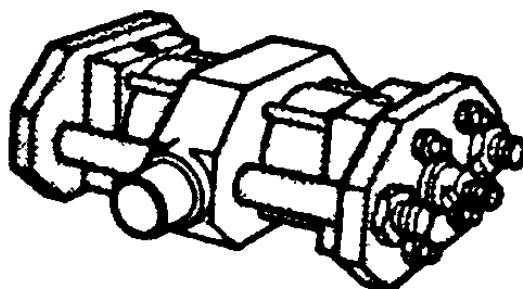


Figura 11.4 Montaje de brida

- d) **Montaje tipo Muñón:** El cilindro se monta pivotando a partir de cubos ó muñones situados a lo largo del cuerpo del cilindro.



**Figura 11.5** Montaje tipo muñón

- e) **Montaje tipo ensamble:** El cilindro es mantenido en posición al recibir secciones macho, que se fijan en una sección correspondiente, generalmente a la barra del extremo en la cabeza del cilindro.

### III. Los cilindros hidráulicos según el tipo de barra pueden ser:

- De barra simple aquellos que tienen sólo una barra de pistón que se extiende a partir del cuerpo del cilindro.
- Cuando la barra del pistón se extiende a ambos extremos del cuerpo del cilindro, es llamado de doble barra.
- Los cilindros de barra telescópica son cilindros de barra múltiple deslizando una sobre otra, permitiendo así que la barra simple del pistón se extiende más allá de su longitud normal.



**Figura 11.6** Cilindro de barra telescópica

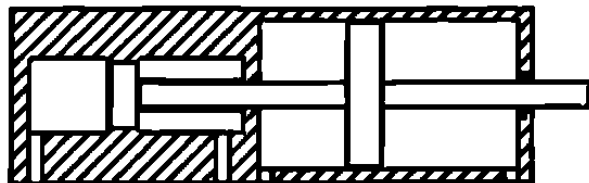
**IV. Según la acción del cilindro los actuadores lineales pueden ser de acción simple y de doble acción, según la barra del pistón puede extenderse ó retraerse ó extenderse a la vez.**

Un cilindro de acción simple solo estirará la barra por potencia fluida. Un cilindro de doble acción está diseñado para que el fluido actúe en ambas cámaras (extremo de barra y extremo ciego) con objeto de mover el pistón en cualquiera de las dos direcciones.

Puede aplicarse resortes para retornar la barra del pistón y lo ayudará la carga externamente aplicada, para regresar la barra. Los resortes pueden estar internamente contenidos en el cilindro, ó externamente instalados en la barra del pistón.

**V. Cuando los cilindros hidráulicos no son usados como unidades simples sino armados, con sus pistones y barras sujetos entre sí, de modo que operan como una unidad, los cilindros están Tándem.**

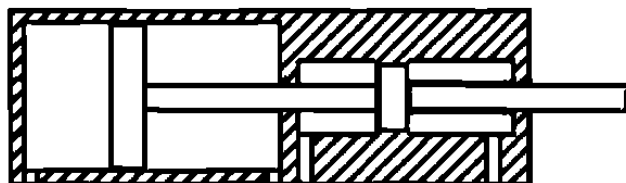
Al combinar los cilindros de distinto tamaño de diámetro, se puede lograr una acción de débil fuerza y alta velocidad de la barra del pistón, seguida de gran fuerza y baja velocidad de aplicación. Los cilindros en Tándem, también proporcionan un área adicional de presión, que produce la fuerza deseada cuando el espacio para el diámetro del cilindro es limitado, y no lo es así la longitud.



**Figura 11.7** Cilindro tipo tándem

Los cilindros dual son aquellos que no tienen sus pistones y barra sujetos. Están generalmente diseñados de modo que la acción de un cilindro, ejerce una fuerza en el otro, sólo en una dirección del camino de la barra del pistón.

Los cilindros dual deben considerarse como dos unidades distintas separadas.



**Figura 11.8** Cilindro tipo dual

Tanto los cilindros dual como los tándem se aplican en sistemas de potencia y el aceite como sistema de control de velocidad.

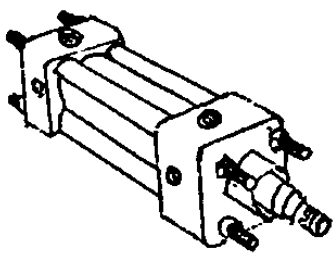
## **VI. Los cilindros hidráulicos no amortiguados**

Se usan en aplicaciones de baja velocidad y baja inercia, donde no es necesario la aceleración ó desaceleración controlada del pistón. El pistón en estos cilindros golpea el lado de la barra y el ciego en ambos extremos de la carrera y causa daños severos.

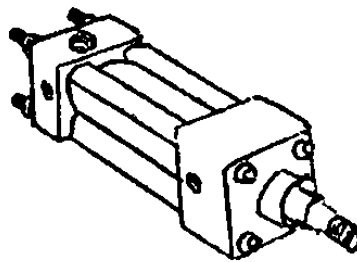
Un tipo de cilindro amortiguado, permite que la barra del pistón tenga una carrera más rápida con desaceleración controlada en los extremos de la carrera. La acción amortiguada es obtenida al bloquear el retorno normal de salida del fluido cerca de los extremos de la carrera, para lograr que el volumen del fluido atrapado, sea medido a través de un orificio ó válvula de alivio, y así proporcionar una fuerza de frenado.

Generalmente una válvula check permite el flujo libre para la iniciación de la carrera de retorno.

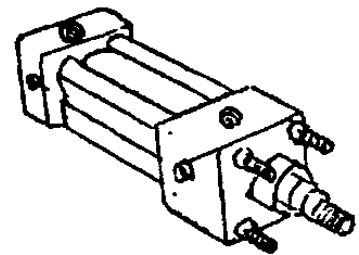
Mediante el uso de varios eslabonamientos cinemáticos, la aplicación de los cilindros hidráulicos ó de fluidos puede aumentarse. Estos eslabonamientos pueden convertir un movimiento lineal en uno oscilante ó en uno de rotación. Los eslabonamientos también se emplean para aumentar ó disminuir el efecto de palanca y la carrera de un cilindro.



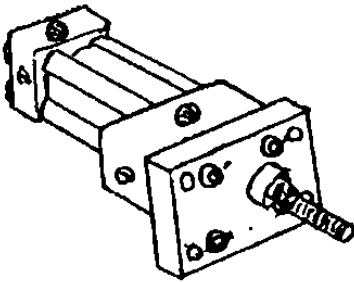
**Atornillado en ambos extremo**



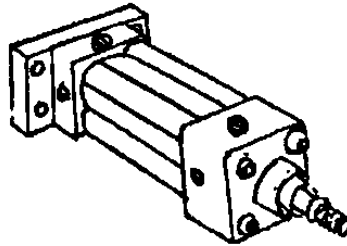
**Atornillado por lado ciego**



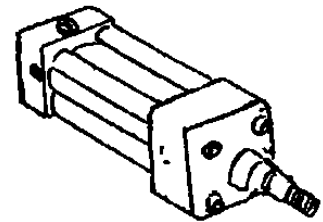
**Atornillado por lado vástago**



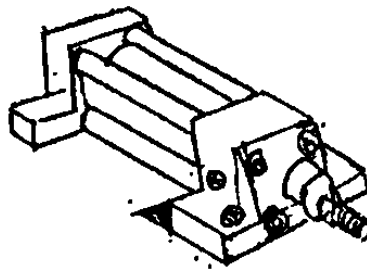
**Brida en cabeza**



**Brida en tapa**



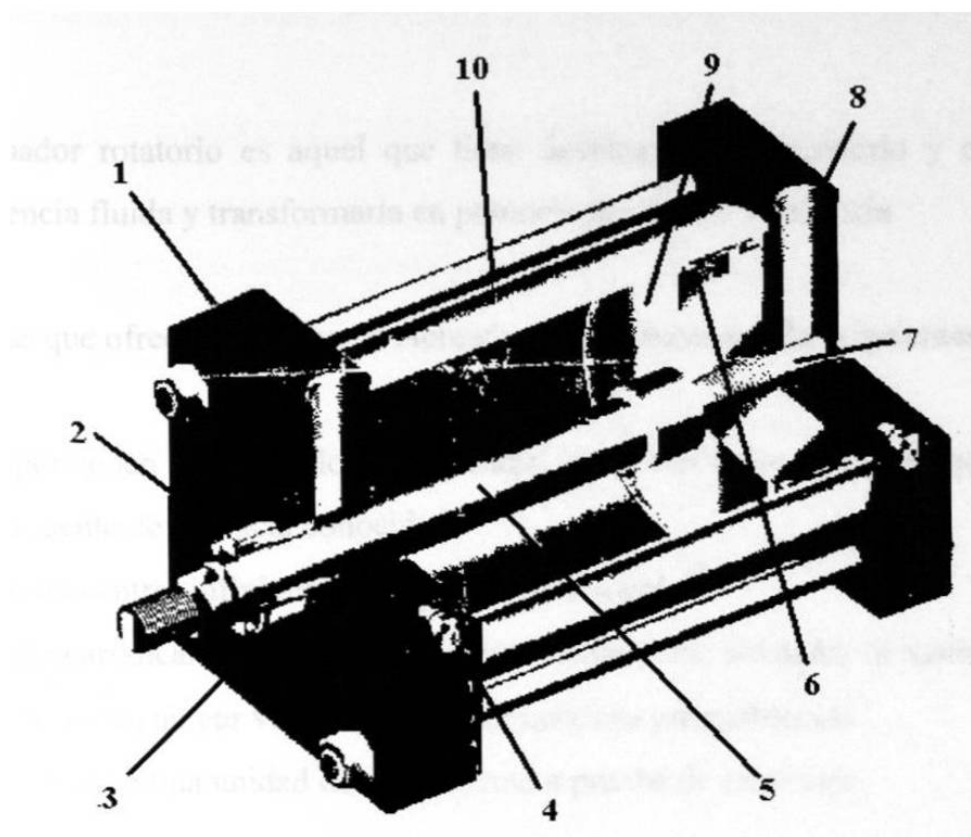
**No montable**



**Orejas laterales**

**Figura 11.9** Clasificación dependiendo de la forma de montaje

## Partes de un actuador lineal



**Figura 11.10** Partes de un actuador lineal

1. Tapa frontal y posterior, fabricadas en aluminio de peso ligero para una máxima resistencia a la corrosión.
2. Cojinete para soporte del vástago.
3. Glándula para vástago removible en forma externa sin necesidad de desmontar el cilindro para un fácil mantenimiento.
4. Válvula de ajuste de amortiguamiento, se puede ajustar rápido y fácilmente amortiguando el desplazamiento de avance y retroceso.
5. Vástago fabricado en acero recubierto de cromo endurecido de 50 a 54 Rc para un funcionamiento de confianza con mínima fricción y larga durabilidad.
6. Pistón redondeado.
7. Check de amortiguamiento.
8. Puertos de conexión.
9. Pistón de aluminio usando sellos de Nylon para el uso de contactos sólidos.
10. Cuerpo de cilindro fabricado en aluminio duro de peso ligero con varillas de acero.

### 11.3 Actuadores Rotatorios

Un actuador rotatorio es aquel que tiene desplazamiento giratorio y es capaz de recibir potencia fluida y transformarla en potencia mecánica y rotatoria.

Las ventajas que ofrecen este tipo de Actuadores ó Motores son las siguientes:

- Proporcionan más caballos de potencia, en menor espacio y peso que cualquier otra fuente de potencia conocida.
- Dan un control infinitamente variable en velocidad.
- Pueden arrancarse, pararse e invertirse súbitamente, sin dañar el motor.
- Proporciona un par variable con valor máximo preestablecido.
- Constituyen una unidad de movimiento a prueba de explosión.

#### Clasificación

Los motores rotatorios de fluido pueden clasificarse ya sea como unidades de desplazamiento fijo ó variable.

Un motor de **desplazamiento fijo**, tiene una capacidad de par que es directamente proporcional a la presión aplicada y la velocidad del motor puede solamente ser alterada al variar al volumen del fluido entregado al motor.

Un motor de **desplazamiento variable** es una unidad en la cuál el volumen de fluido requerido por revolución puede variarse.

El comportamiento del motor es afectado por los cambios de desplazamiento ya que las velocidades varían inversamente con éste y la capacidad de par directamente con el mismo.

### **Tipos principales de motores rotatorios de fluido**

- A) Motores Rotatorios de Engranés (Internos y Externos)
- B) Motores Rotatorios de Pantalla
- C) Motores Rotatorios de Pistones (Radiales y Axiales y Rotatorios)

#### **A) Motores Rotatorios de Engranés**

Un Motor de Engranés es una unidad de desplazamiento fijo. Dependiendo la velocidad de rotación del volumen de aceite entregado al motor. Dependiendo el par de salida del motor, la presión aplicada y el tamaño de dientes de los engranes, es decir su desplazamiento.

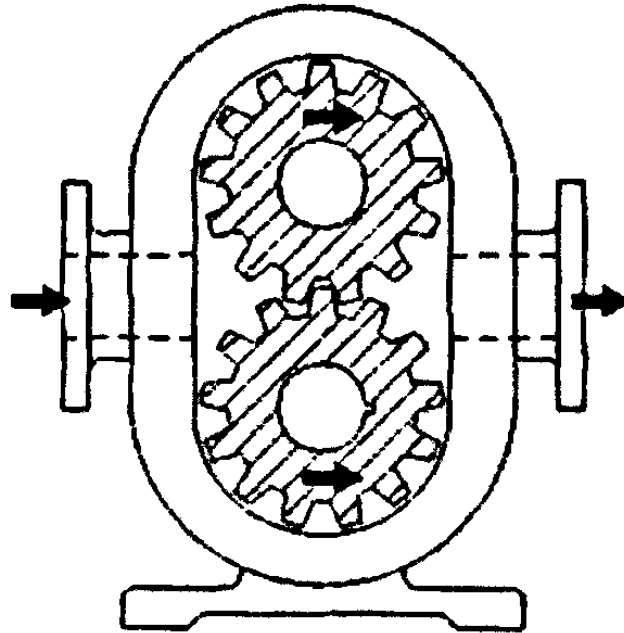
La eficiencia de los motores de engranes es baja relativamente ya que varía entre 75 y 85%, siendo usado estos motores cuando la economía de instalación es más importante que la eficiencia.

Un motor de engranes debe estar hidráulicamente balanceado si se requiere que llene las buenas características deseadas. Esto se logra al tener pasos que van desde los orificios de salida y entrada a puntos diametralmente opuestos. Este balanceo hidráulico en ambos lados del engrane, elimina al empuje contra la chumacera en el lado opuesto del engrane, lo cual lleva a un desgaste no uniforme y eventualmente a torcer el motor.



## Motor de engranes externos

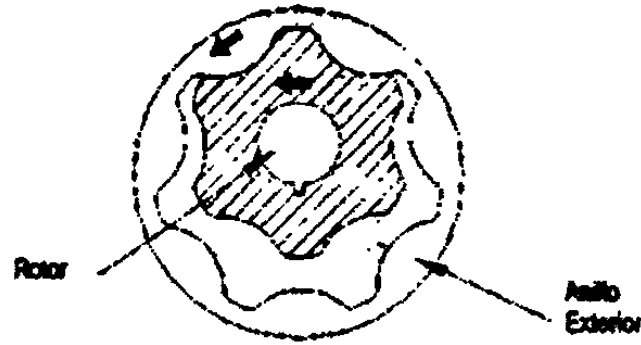
Los motores de engranes externos cilíndricos, están limitados a operaciones con presiones máximas de  $105.6 \text{ kg./cm}^2$ , con una capacidad máxima de 120 GPM, dando una velocidad tope de 2,400 RPM y una potencia máxima de 50 H.P.



**Figura 11.11** Motor de engranes externos cilíndricos

## Motor de engranes internos

En un motor de engranes internos, el fluido a presión entra por un lado del motor y hace que tanto los elementos externos como los internos, giren. Dichos motores pueden tener una presión de operación continua de  $84.5 \text{ kg/cm}^2$  y a esta presión tienen clasificaciones máximas de: 2.8 HP a 3600 RPM hasta 9.8 HP a 1500 RPM.



**Figura 11.12** Motor de engranes internos

### **B) Motores rotatorios de pantalla**

Los motores de pantalla ó paletas son diseñados de modo que el motor y la pantalla estén hidráulicamente balanceados, estos motores como los engranes de desplazamiento fijo.

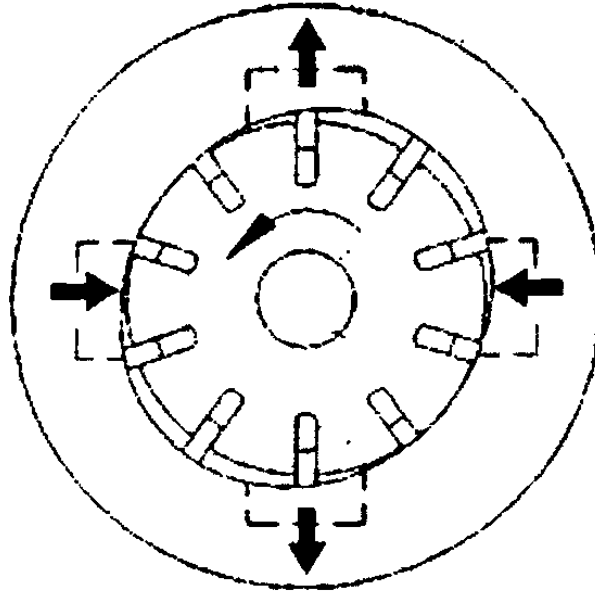
En un motor de pantalla, estas deslizan hacia adentro y hacia fuera, debido a la excentricidad del rotor y al diseño de la pista ó anillo exterior.

Un espacio adicional es creado conforme las pantallas se mueven del punto mínimo claro, entre el rotor y la pista. La presión aplicada actúa contra la pantalla extendida, causando así la rotación continua.

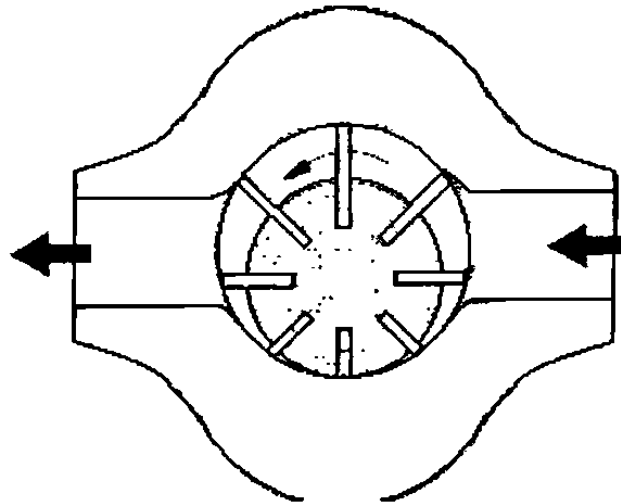
Después que las pantallas pasan el punto claro máximo entre el rotor y alojamiento, las cámaras se reducen en tamaño y finalmente casi desaparecen.

En un motor de pantalla, estas deslizan hacia adentro y hacia fuera, debido a la excentricidad del rotor y al diseño de la pista ó anillo exterior.

Un espacio adicional es creado conforme las pantallas se mueven del punto mínimo claro, entre el rotor y la pista. La presión aplicada actúa contra la pantalla extendida, causando así la rotación continua.



**Figura 11.13** Motor rotatorio de pantalla



**Figura 11.14** Motor rotatorio de pantalla

Las pantallas deben tener algún medio, además de la fuerza centrífuga, de asegurar su extensión con objeto de que el motor pueda arrancar y operar a bajas velocidades, este medio por lo general son resortes.

Al estar trabajando el motor, las fuerzas centrífugas ayudan a sellar las pantallas contra el alojamiento, disminuyendo así la fuga del fluido.

La eficiencia de estos motores es mayor que la de los motores de engranes estando en un orden de 80 – 85%. Los motores de pantalla deslizable operan a presiones hasta de  $140.9 \text{ kg/cm}^2$  alcanzando velocidades de 2000 R.P.M. y entregar hasta 125 HP.

### c) Motores rotatorios de pistón

Son unidades de desplazamiento fijo a variable, existen 3 tipos de motores de pistón.

- Axiales
- Radiales
- Rotatorios

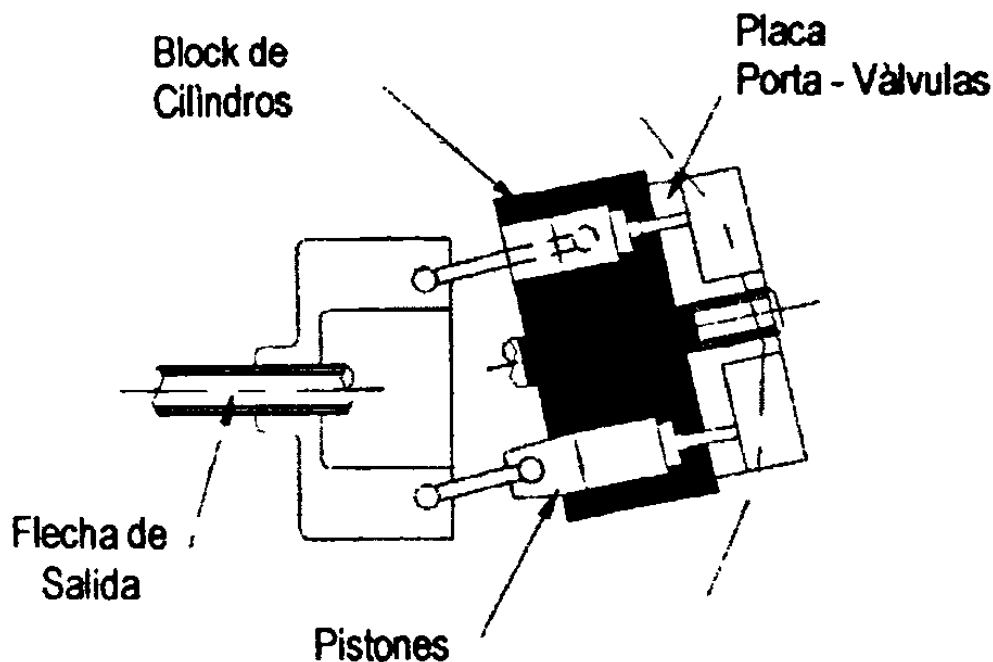


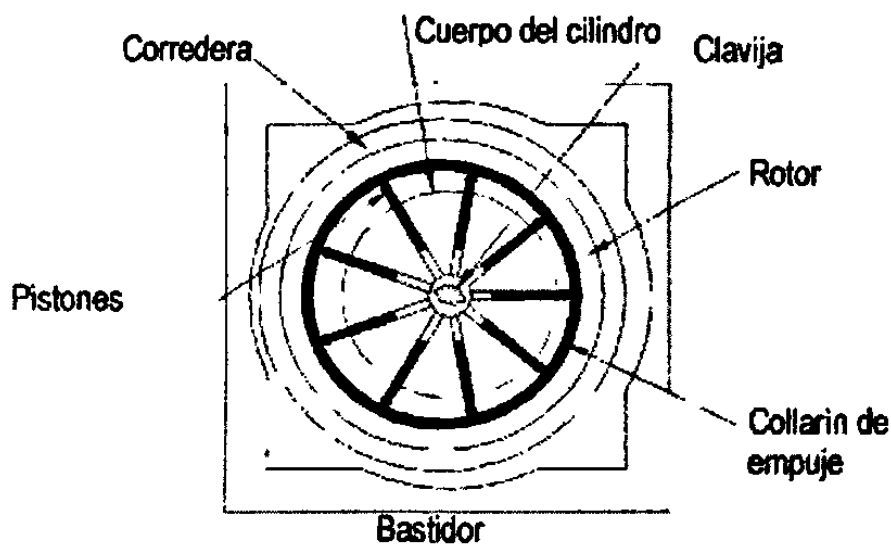
Figura 11.15 Motor rotatorio de pistones axiales

Los motores axiales al igual que los radiales tienen muy corto deslizamiento pudiendo diseñarse para operar a velocidades debajo de 10 RPM; mientras que los rotatorios (engranes y pantallas) deben de operar a velocidades arriba de 100 RPM.

Una de las ventajas del motor de pistón axial es su baja inercia, por lo que puede acelerarse e invertir rotación muy rápidamente.

En un motor de desplazamiento variable la capacidad de par variará inversamente con la velocidad, haciendo que la potencia de salida sea constante para todas las velocidades dada una misma presión de operación.

Estos motores tienen eficiencias de operación entre 90 y 95% pudiendo ser diseñadas las unidades axiales y radiales para operar a una velocidad máxima de 5000 RPM, con presiones de operación de más de  $352 \text{ kg/cm}^2$  y potencias de 300 HP. El par de torsión es de 90% del par disponible.



**Figura 11.16** Motor de desplazamiento variable

## Cálculo de potencia

La potencia teórica de un motor rotatorio de fluido puede expresarse en función de su desplazamiento y la presión diferencial a través del motor.

$$\text{hp} = \frac{DPN}{7620(60)} \quad ; \quad \text{hp} = \frac{2\pi TN}{7620(60)}$$

D.- Desplazamiento del motor:  $\text{cm}^3/\text{rev}$

P.- Presión diferencial:  $\text{kg}/\text{cm}^2$

N.- Velocidad de rotación: RPM

y el par teórico puede expresarse de la siguiente forma:

$$T = \frac{DP}{2\pi}$$

$$T = \text{kg} - \text{cm}$$

Un motor rotatorio de fluido tendrá la mayor eficiencia cuando opere a su velocidad par de régimen. Siendo la eficiencia de operación el producto de la eficiencia volumétrica por la mecánica.

### La eficiencia volumétrica

Es la razón del volumen real de salida al volumen teórico

### La eficiencia mecánica

Es la razón de la eficiencia real ó total a la eficiencia volumétrica.

## **La eficiencia real ó total**

Es la razón de la potencia hidráulica de salida a la potencia mecánica de entrada. Es decir es el producto de la eficiencia mecánica por la eficiencia volumétrica.

La eficiencia máxima de los motores rotatorios de fluido varía entre 75 y 95% dependiendo del tipo de motor de fluido

La eficiencia total del sistema incluye la eficiencia del motor de fluido, de los motores eléctricos, bombas y el sistema de líneas de válvulas.

## **11.4 Clasificación de los actuadores oscilatorios**

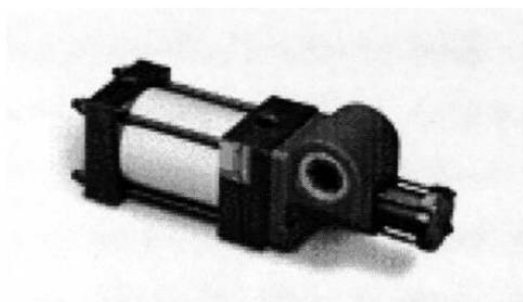
Los actuadores oscilatorios los podemos encontrar como hidráulicos y neumáticos y así mismo los podemos clasificar según el ángulo de giro que nos proporcione el fabricante, según su diseño ó de acuerdo a la utilidad que le demos al actuador.

Los actuadores oscilatorios tienen cierto ángulo de giro que brinda la posibilidad de hacer movimientos oscilantes de acuerdo a la trayectoria que le demos tanto de avance como de retroceso según sea el caso que se nos presente. El diseño de los actuadores oscilatorios nos sirve para dar giros cortos ó más largos según se requiera en un proceso de automatización.

Un actuador giratorio es el dispositivo más compacto disponible para producir el esfuerzo de torsión de la presión hidráulica ó neumática. Una unidad autónoma, se limita a una revolución ó menos y puede generalmente proporcionar al movimiento oscilante así como el esfuerzo de torsión alto y constante.

Hay muchos tipos de actuadores rotatorios, cada uno con ventajas del diseño así como compromisos. Los tres más comúnmente usados son posiblemente los de estante y piñón, de paleta, y helicoidales.

### **Estante y piñón**



**Figura 11.17** Actuador oscilatorio de estante y piñón

Los actuadores de estante y del piñón consisten en una cubierta para utilizar un piñón que sea conducido por un estante con los pistones del cilindro en los extremos (véase el cuadro 2). El esfuerzo de torsión teórico hizo salir  $T$ , es el producto del área  $A$  del pistón del cilindro, la presión de funcionamiento  $P$ , y el radio del piñón  $r_p$ .

$$1) T = PA r_p$$

Los diseños solos, dobles, ó múltiples del estante son posibles y las eficacias totales para las unidades de estante y del piñón hacen un promedio de 85 a 90%. Porque los componentes estándares del cilindro se pueden utilizar para conducir el estante, muchas características estándares del cilindro se puede incorporar en el estante y los actuadores del piñón, tales como amortiguadores, frotan ligeramente los ajustadores, los interruptores de proximidad, y virar hacia el lado de babor especial. Además, los sellos virtualmente herméticos permitirán que el actuador sea sostenido en cualquier posición bajo carga.

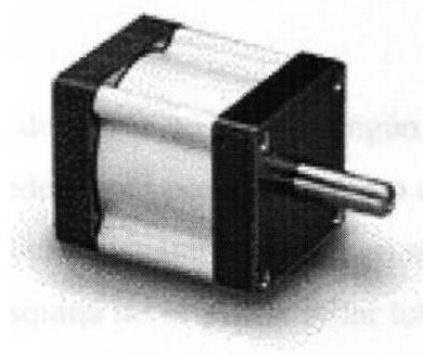


**NOTA:** Algunos sistemas requieren un dispositivo que bloquee mecánico por razones de seguridad, ó para sostener largos períodos del tiempo extendidos demasiado.

### **¿Que es un actuador giratorio del estante y del piñón?**

Los actuadores giratorios convierten la potencia fluida en el movimiento giratorio para una variedad amplia de aplicaciones industriales. El aire presurizado se aplica a un pistón circular dentro de un cilindro que, por medio de un estante y de un piñón/engranaje, dé vuelta a un eje que rinde el movimiento rotatorio. Este movimiento se transfiere a través del eje a la maquinaria de la aplicación que requiere el movimiento, tal como una placa giratoria, roll-over, inclinando, poniendo en un índice, mezclándose de transferencia, válvula que funciona, tensionando y afianzándolo con una abrazadera.

### **Paleta**



**Figura 11.18** Actuador oscilatorio de paleta

Los actuadores del estilo de la paleta consisten en una ó dos paletas asociadas a un eje (llamado el rotor), que se ensambla en un cuerpo, y después sostenidas en lugar por dos pistas. La rotación de las solas unidades de la paleta es limitada generalmente a 280 grados por una barrera fluida (llamada un estator). Las unidades dobles de la paleta se limitan a 100 grados porque dos estatores se requieren en los extremos opuestos.

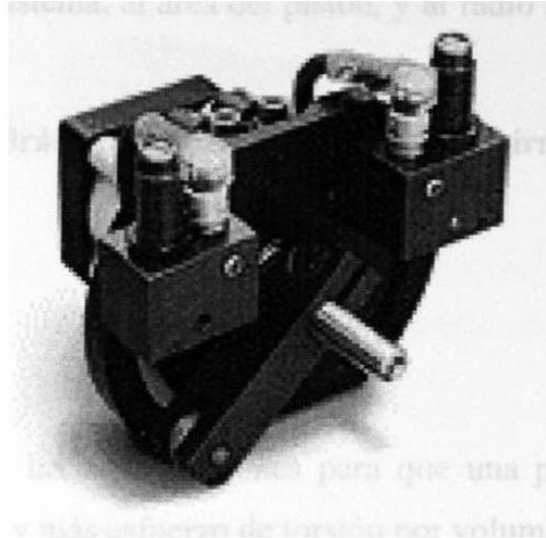
El medio de funcionamiento (aire ó aceite) se vira hacia el lado de babor a través del eje en actuadores dobles del estilo de la paleta para eliminar la necesidad de cuatro accesos. La presión del líquido que actúa en la superficie expuesta de la paleta produce un esfuerzo de torsión en la salida, mostrado en la ecuación 2:

$$2) T = LWP r$$

Donde está igual el esfuerzo de torsión  $T$  al producto de la longitud  $L$  de la paleta, mide el tiempo de la anchura  $W$  de la paleta, mide el tiempo de la presión de sistema  $P$ , mide el tiempo de la distancia radial  $r$  del centro del rotor al centro de la presión de la paleta. Por supuesto, un actuador doble del estilo de la paleta tendrá dos veces el área de un solo actuador del estilo de la paleta, y por lo tanto dos veces del esfuerzo de torsión.

Los actuadores del estilo de paleta no tienen ningún contragolpe, pero debido a la configuración del sello, no pueden tener posicionamiento de asimiento sin la presión que es aplicada. El sello de paleta tiene típicamente esquinas sostenidas a sellar en la interfaz del cabezal. Puesto que esta esquina no se puede sellar totalmente, hay siempre un flujo leve de puente. Hay flujo adicional de puente en el área del hombro de la paleta, así que uniforme el redondeo de la paleta en la tapa no elimina totalmente salida. Los actuadores de la paleta requieren paradas externas para prevenir daño a la paleta y al estator, especialmente para la alta inercia y las aplicaciones de alta velocidad.

## Muñeca giratoria



**Figura 11.19** Actuador oscilatorio de muñeca giratoria

El actuador giratorio de muñeca proporciona características para permitir uso como componente pick-&-place modular ó como actuador rotatorio neumático de la precisión. Las paradas del giro proporcionan un giro ajustable de 30° a 205° y a los topes hidráulicos del poliuretano la característica de amortiguar el choque. Los sensores de proximidad inductivos del estilo enchufable opcional proporcionan un extremo de la señal del giro. El cuerpo ofrece la construcción anodizada del acero de aluminio e inoxidable para la resistencia a la corrosión.

## Helicoidales

Los actuadores helicoidales consisten en una funda de pistón, que funciona semejantemente a un pistón del cilindro, y un eje de salida que rota encajonado en una cubierta del tipo del cilindro. El movimiento lineal de la funda de pistón produce el movimiento giratorio del eje de salida a través de la hélice masculina cortada en el eje y

una tuerca helicoidal fija. La salida del esfuerzo de torsión es proporcional al ángulo de la hélice, a la presión de sistema, al área del pistón, y al radio malo de la echada del eje helicoidal.

### **Actuadores giratorios hidráulicos contra los actuadores giratorios neumáticos**

#### **Hidráulicos**

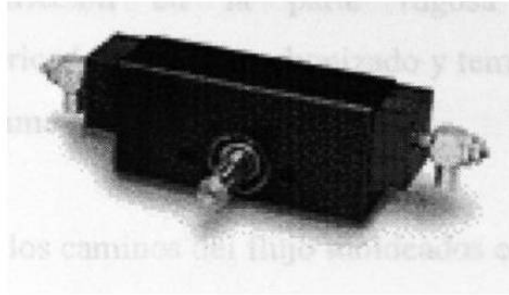
Pueden funcionar en las altas presiones para que una potencia mejor cargue la relación de transformación y más esfuerzo de torsión por volumen.

Mejora la colocación y apresura el control debido a la incompresibilidad relativa del aceite.

Una operación más lisa a las velocidades bajas. (Nunca se empieza a deslizar el movimiento desigual.)

#### **Neumáticos**

- Los componentes son menos costosos.
- Los actuadores más pequeños disponibles son neumáticos.
- El aire está más limpio que el aceite.
- Los actuadores neumáticos pueden funcionar generalmente más rápidamente que los actuadores hidráulicos.



**Figura 11.20** Actuador oscilatorio neumático

**EJE** - el eje de salida se trabaja a máquina del acero inoxidable templado que proporciona a la resistencia a la fuerza y a la corrosión para las aplicaciones más exigentes.

**MONTAJE DEL INTERRUPTOR** - todas las cubiertas incorporan una ranura única de interior diseñada para asociar los interruptores del efecto de la caña ó de pasillo.

**CUERPO** - fabricado de una protuberancia de aluminio de la precisión, el cuerpo a esa capa dura anodizada y sellada permanentemente proporcionando vida larga del sello y resistencia a la corrosión en un conjunto de una pieza simple.

**PISTÓN** - la precisión trabajada a la máquina del aluminio, el pistón incorpora una venda del desgaste de PTFE que elimine el contacto metal sobre metal. Esto aumenta grandemente la vida del sello. Un surco del imán es estándar en todos los pistones, permitiendo la conversión de campo a los interruptores de detección de posición.

**OPCIÓN DE ANTI-BACKLASH** - un zapato por resorte de Delrin AF carga el estante en el piñón que proporciona a medios simples y rentables de eliminar el contragolpe a través del movimiento del actuador.

**RODAMIENTOS DE BOLITAS SELLADOS** - los rodamientos de bolitas de la precisión reducen la fricción en la parte rugosa del piñón y del eje **PIÑÓN/ENGRANAJE** fabricado de acero carbonizado y templado, la fuerza se la ofrece al piñón la resistencia máxima de choque.

**AMORTIGUADORES** - los caminos del flujo moldeados en la circunferencia del sello permiten el movimiento de vuelta excepcionalmente rápido sin el uso de los checks por resorte de la bola. El tornillo del amortiguador se sostiene prisionero.

**¿Dónde pueden ser usados los actuadores giratorios?**

Dirección de material

Herramienta de máquina

Maquinaria del caucho y de los plásticos

Robótica

Empaquetado

Impulsión De la Válvula

Transformación De los Alimentos

Fabricación Del Elemento electrónico

Transportadores

**¿Por qué se utilizan los actuadores giratorios?**

Su amplia gama de tamaños por todo el mundo. Proporciona un esfuerzo de torsión uniforme en ambas direcciones. Su simplicidad del diseño. El alto esfuerzo de torsión hizo salir en un tamaño fino todo el conjunto. Una operación más eficiente y un tiempo más largo entre el mantenimiento. Se realiza bajo condiciones ambiente más adversas.

Ningún acoplamiento externo necesitó para el movimiento giratorio. Excelente capacidad que sostiene sin deriva. Los amortiguadores de choque opcionales pueden parar las altas cargas de inercia, eliminando frenado externo. Salida externa cero garantizada. Utilizará cargas radiales y de empuje substanciales.

# CAPÍTULO 12

## ACUMULADORES HIDRÁULICOS

### 12.1 Introducción

Hasta alrededor de 1932, todos los sistemas de potencia para las prensas hidráulicas se operaban por medio de agua. Con el advenimiento de las bombas de aceite de alta presión, rápidas y confiables, se desarrolló una tendencia a utilizarlas, por ser considerablemente menos costosas.

Las instalaciones que requieren un suministro relativamente uniforme y más ó menos constante de potencia hidráulica, se diseñan de preferencia con unidades motrices que aspiran el líquido presurizado directamente de las bombas. En las instalaciones con grandes picos de demanda de potencia (y de líquido) y de corta duración, es ventajoso, en la mayoría de los casos, hacer arreglos para obtener un flujo promedio constante de líquido presurizado de las bombas, para abastecer al equipo en el cual se puede retirar cantidades adicionales de líquido durante los picos de demanda. Estas instalaciones de almacenamiento se llaman acumuladores

Como por lo general los acumuladores hidráulicos están simplemente asociados con los cilindros hidráulicos, tanto en lo que se refiere a la localización como a la operación.



Los acumuladores hidráulicos se instalan en un circuito hidráulico para llevar a cabo una de dos funciones. Los acumuladores almacenarán ó acumularán determinada cantidad de volumen sobrepresionado ó bien absorberán las cargas de choque que son creadas en el circuito hidráulico normal a razón de una operación repentina de una válvula ó de la reacción de una carga. Los acumuladores pueden servir a otra variedad de propósitos.

La aplicación quizá más comúnmente encontrada será la de la cámara de almacenamiento para volumen sobrepresionado. Por medio de un diseño apropiado un sistema hidráulico puede ser capaz de usar una bomba relativamente pequeña para llenar una serie de acumuladores estratégicamente colocados para períodos de baja demanda y de corta duración. Como el ciclo de trabajo máximo se abate, la bomba recargará a los acumuladores y estará lista para el siguiente período de alta demanda. Los acumuladores por ser utilizados como depósitos de almacenamiento, ofrecerán también algún auxilio para aliviar las cargas de choque mencionadas previamente.

#### **Funciones que desempeña.-**

- **Como una reserva de presión de fluido:**

En sistemas hidráulicos donde el ciclo de operación requiere grandes flujos que estén disponibles por cortos períodos. Aquí el acumulador ayuda a evitar la necesidad de usar una bomba grande que requiere una alta capacidad de potencia de mando que se ajuste al gran flujo intermitente requerido. La bomba solo tiene que ser lo suficientemente grande para recargar el acumulador durante la holganza (cuando no se necesita).

- **Como una unidad de emergencia:**

Este es, como una fuente de energía durante la breve falla de la bomba, de tal manera que el ciclo de trabajo que ya se había comenzado, ó cuando menos hasta un límite de seguridad del ciclo.

- **Como reserva para el aceite que gotea:**

Para mantener la presión para compensar las perdidas por goteo y para mantener la presión durante grandes períodos, como por ejemplo para operaciones de sujeción.

- **Como mecanismo anti-vibración:**

Ya sea para prevenir golpes de presión, operaciones ruidosas desagradables que resultan de vibraciones en el sistema, ó para reducir flujos pulsantes desde la bomba.

- **Para amortiguar pulsos de presión:**

Durante ciclos de operación. Cuando se usan cambios (switchs) de presión ó instrumentos de medición.

- **Como un mecanismo de energía de fluido:**

Para operaciones independientes ó auxiliares ó circuitos piloto cuando el flujo de la bomba es requerido para mantener los movimientos de operación principales.

## 12.2 Tipos de acumuladores

Los acumuladores hidráulicos pueden clasificarse en:

- a) Cargados por peso
- b) Cargados por resorte
- c) Hidroneumáticos

Esta clasificación se basa en el dispositivo mediante el cual el acumulador ejerce fuerza sobre el líquido que permanece almacenado.

### 12.3 Acumulador cargado por peso muerto

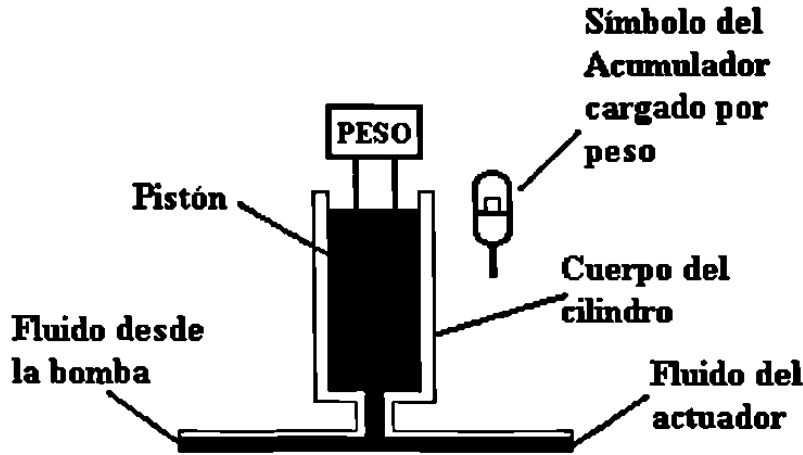
El acumulador cargado por peso ejerce una fuerza sobre el líquido almacenado, por medio de grandes pesos que actúan sobre el pistón ó émbolo. Los pesos pueden fabricarse de cualquier material pesado, como hierro, concreto e incluso agua.

Generalmente, los acumuladores cargados por peso son de gran tamaño; en algunos casos su capacidad es de cientos de galones. Pueden prestar servicio a varios sistemas hidráulicos al mismo tiempo y usualmente son utilizados en fábricas y sistemas hidráulicos centrales.

Su capacidad para almacenar fluidos a presión relativamente constante, tanto si se encuentran llenos como casi vacíos. Representa una ventaja con respecto a otros tipos de acumuladores. La fuerza aplicada por el peso sobre el líquido es siempre la misma, independientemente de la cantidad de fluido contenida en el acumulador.

Una circunstancia desventajosa de los acumuladores cargados por peso es la siguiente: cuando se encuentran descargando con rapidez y se detienen repentinamente,

la inercia del peso ocasiona variaciones de presión excesivas en el sistema. Esto puede producir fugas en las tuberías y accesorios, además al causar fatiga a los metales, le acorta la vida útil a los componentes.



**Figura 12.1** Acumulador cargado por peso

## 12.4 Acumulador cargado por resorte

Los acumuladores cargados por resorte aplican una fuerza al líquido almacenado por medio de un pistón sobre el cual actúa un resorte. Suelen ser más pequeños que los cargados por peso y su capacidad es de solamente unos cuantos galones. Usualmente dan servicio a sistemas hidráulicos individuales y operan a baja presión en la mayoría de los casos.

Mientras el líquido se bombea al interior del acumulador, la presión del fluido almacenado se determina por la compresión del resorte. Si el pistón se moviese hacia arriba y comprimiera diez pulgadas al resorte, la presión almacenada sería mayor en el caso de un resorte comprimido tan solo cuatro pulgadas.

A pesar de los sellos del pistón, cierta cantidad de fluido almacenado puede infiltrarse al interior de la cámara del resorte del acumulador. Para evitar la acumulación de fluido, existe un respiradero en la cámara, lo cual permite la descarga del líquido cuando sea necesario.

El fluido descargado de la cámara no se envía de regreso al tanque por medio de un drenaje externo a causa de la posible formación de espuma en el aceite. Si se coloca un drenaje externo sin importar si su extremo está por encima ó por abajo del nivel del fluido, el aceite reunido encima del pistón tenderá a espumar durante la operación del acumulador. Cuando el acumulador se descarga rápidamente, el fluido encima del pistón será incapaz de mantenerse unido a la superficie del pistón. Se generará una presión menor a la atmosférica en la del resorte, dando por resultado el escape del aire disuelto en el líquido.

Cuando el acumulador se recarga, el pistón se eleva y envía el aceite hacia el depósito. Como la presencia de burbujas de aire no es una situación recomendable, por lo general, los acumuladores cargados por resorte no tienen drenaje externo.

Debido al respiradero en la cámara del resorte, los acumuladores cargados por resorte requieren atención inmediata una vez que los sellos del pistón se gastan. De no darle mantenimiento cuando los sellos estén gastados, podría ocurrir algún problema serio en la operación del acumulador.

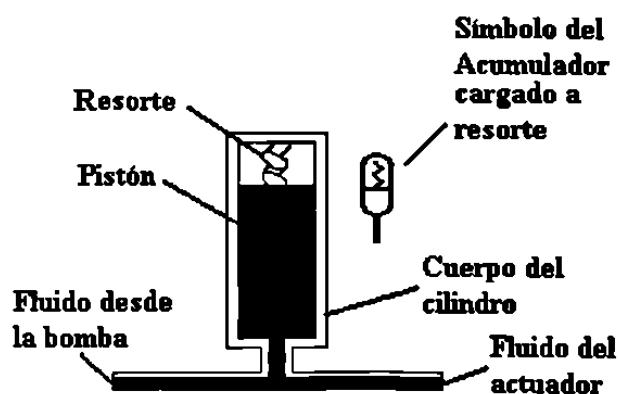


Figura 12.2 Acumulador cargado por resorte

## **12.5 Acumulador Hidroneumático**

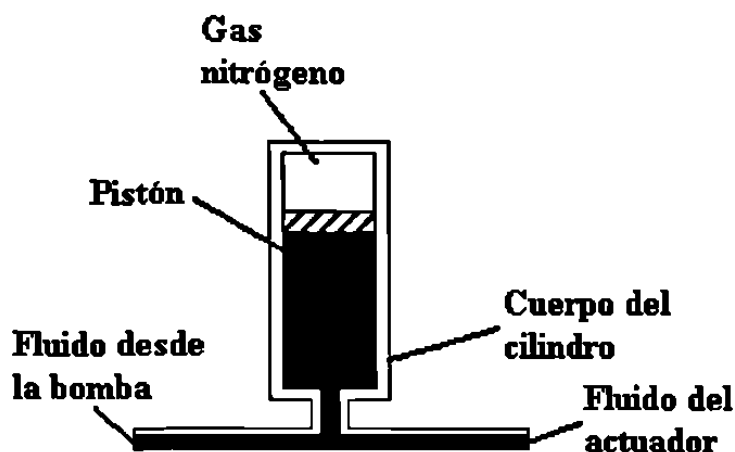
Los acumuladores hidroneumáticos son los más utilizados en los sistemas hidráulicos industriales. La fuerza es aplicada en líquido utilizando gas comprimido.

**Nota:** En todos los sistemas hidráulicos que poseen acumuladores hidroneumáticos, se utiliza nitrógeno seco. Jamás debe emplearse aire comprimido, debido al peligro de una explosión causada por la formación de vapores de aire – aceite.

Los acumuladores hidroneumáticos se clasifican en tres tipos: De pistón, de diafragma y de vejiga. El nombre de cada tipo indica el medio de separación entre el gas y el líquido.

### **12.5.1 Acumulador de tipo pistón**

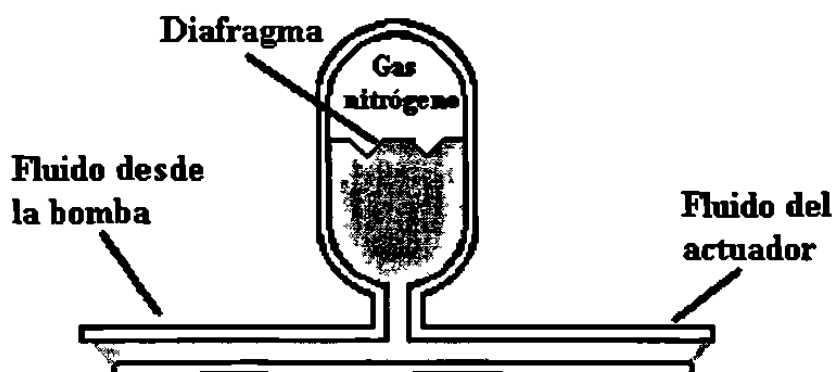
El acumulador de pistón consiste en un cuerpo cilíndrico y un pistón móvil con sellos elásticos. El gas ocupa el volumen por encima del pistón y se comprime cuando el fluido entra al interior del cuerpo cilíndrico. Al salir fluido del acumulador, la presión del gas desciende. Una vez que todo el líquido ha sido descargado, el pistón alcanza el final de su carrera y cubre la salida manteniendo el gas dentro del acumulador.



**Figura 12.3** Acumulador de tipo pistón

### 12.5.2 Acumulador de tipo diafragma

El acumulador de tipo diafragma se compone de dos hemisferios metálicos atornillados juntos, pero cuyo volumen interior se halla separado por un diafragma de hule sintético, el gas ocupa el hemisferio superior. Cuando el fluido entra en el espacio inferior, el gas se comprime. Al descargar todo el líquido, el diafragma desciende hasta la salida y mantiene el gas dentro del acumulador.



**Figura 12.4** Acumulador tipo diafragma

### 12.5.3 Acumulador de tipo vejiga

El acumulador de tipo vejiga se compone de un cuerpo de metal cuyo interior se encuentra una vejiga de hule sintético que contiene al gas. Cuando el fluido entra al interior del casco, el gas de la vejiga se comprime. La presión disminuye conforme el fluido sale del cuerpo. Una vez que todo el líquido ha sido descargado, la presión del gas intenta empujar la vejiga a través de la salida del acumulador. Sin embargo, una válvula colocada encima del punto de salida, interrumpe automáticamente el flujo cuando la vejiga presiona al tapón de la misma.

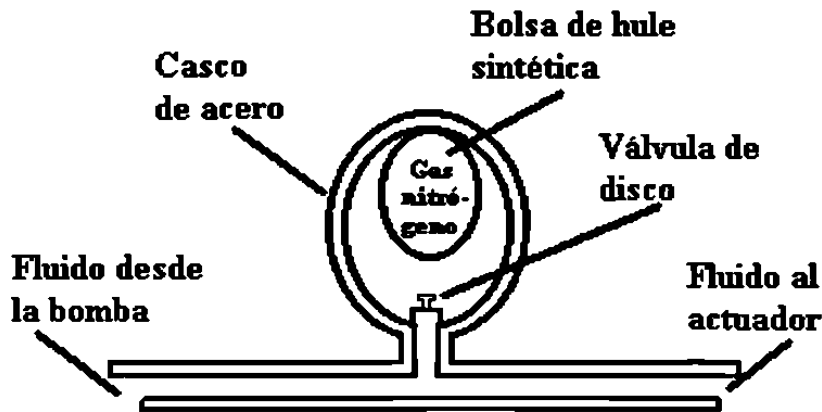


Figura 12.5 Acumulador tipo bolsa

## 12.6 Cálculo de un acumulador

- Cálculo para acumuladores tomando en cuenta la carga y la descarga del tipo de acumulador.



$P_2$ = Máxima presión de la bomba en la línea normal de presión

$P_m$ = Presión del golpe =  $P_2 + Dp$

$V$ = Velocidad del fluido (ft/seg)

$V_1$ = Tamaño del acumulador requerido (gal)

$a$ = Velocidad de la onda de golpe del fluido

$Dp$ =  $p_{av}$

$\rho$ = Densidad del fluido en slug = 1.55 slug

$T_c$ = Tiempo crítico (seg)

$W$ = Peso del fluido (lbs)

- Expansión térmica

$$V_1 = \frac{V_a(T_2 - T_1)(\beta - 3\alpha)\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{1/n}}$$

Donde:

$\alpha$ = Coeficiente de línea de expansión del material de la tubería por °F

$\beta$ = Coeficiente de expansión cúbica del fluido por °F

$n$ = coeficiente de descarga

$P_1$ = Precarga

$P_2$ = Mínima presión del sistema  $T_1$  (PSIA)

$P_3$ = Máxima presión del sistema  $T_2$  (PSIA)

$V_1$ = Tamaño del acumulador

$V_a$ = Volumen sujeto al fluido a expansión térmica

$T_1$ = Temperatura inicial (°K)

$T_2$ = Temperatura final (°K)

- Disminución de pulsación de pistón y bomba

$$V_1 = \frac{AKL \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left( \frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}} \qquad V_1 = \frac{QK \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left( \frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

Donde:

A= Área del calibre del cilindro de la bomba

K= Coeficiente de volumen de la bomba

L= Longitud del golpe del pistón

n= coeficiente de descarga

P<sub>1</sub>= Precarga del gas nitrógeno (60% de la presión mínima)

P<sub>2</sub>= Presión de operación del sistema (PSIA)

P<sub>3</sub>= Máxima presión del golpe

Q= Volumen de bombeo de aceite desde la bomba

V<sub>1</sub>= Tamaño del acumulador requerido

- Volumen existente en el acumulador como auxiliar de fuente de potencia aplicada

$$V_w = V_1 \cdot 0.95 \cdot e^{\left[ \frac{\left[ \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right] - 1}{\left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{f}}} \right]}$$

Donde:

$e$ = La presión del gas a razón  $P_1/P_2$

$f$ = El coeficiente de carga

$n$ = El coeficiente de descarga

$P_2$ = Mínima presión del sistema

$P_3$ = Máxima presión del sistema

$V_w$ = Volumen de fluido descargado desde el acumulador

$V_1$ = Tamaño del acumulador

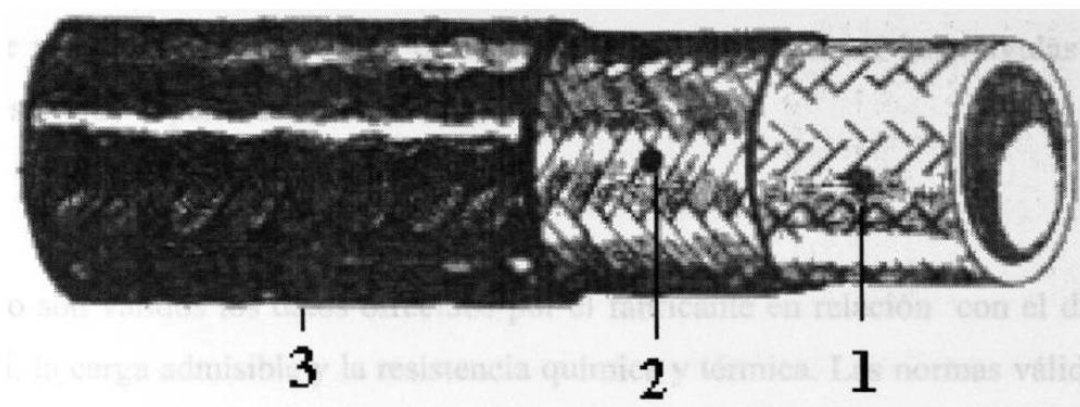
**Nota:** La Precarga utilizada de gas es 100 PSI bajo mínima presión para el acumulador tipo pistón. La Precarga de gas es 90% de la mínima presión para acumuladores tipo vejiga.

# **CAPÍTULO 13**

## **PÉRDIDAS DE UN SISTEMA HIDRÁULICO Y DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS**

### **13.1 Tubos flexibles**

Los tubos flexibles se utilizan para conectar equipos ó elementos hidráulicos móviles y si por razones de espacio no pueden utilizarse tubos rígidos (especialmente en la hidráulica móvil). Además los tubos flexibles también amortiguan los ruidos y las vibraciones. Están compuestos de varias capas.



**Figura 13.1** Estructura de un tubo flexible

La capa interior (1) es de goma sintética, teflón, elastómero de poliéster, perbunán ó neopreno. La capa intermedia de refuerzo es de acero y/o de poliéster ó 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 ó poliuretano ó de otro material.

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

### **13.1.1 Selección de los 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.

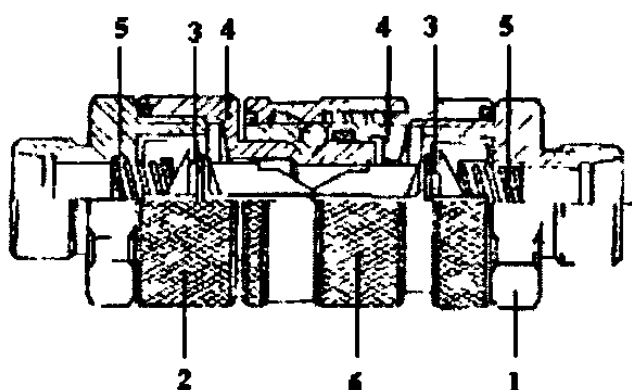
Solo son válidos los datos ofrecidos por el fabricante en relación con el diámetro nominal, la carga admisible y la resistencia química y térmica. Las normas válidas para el diámetro nominal y la presión son DIN 20020 y 20022. Las normas de control relacionadas a los tubos flexibles están establecidas en DIN 20024.

### 13.1.2 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 indicado con el cuádruple 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 influye 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 ellos 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 13.2** Acoplamiento rápido

## 13.2 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 ó 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.

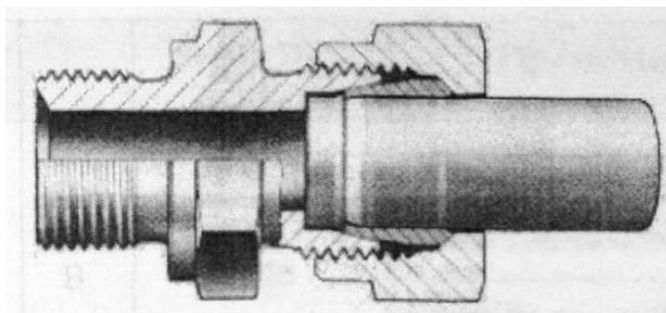
Para conectar tubos con tubos ó tubos con equipos se utilizan los siguientes sistemas:

- 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:

- Roscadas sin soldaduras.
- 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 esféricos.





**Figura 13.3** Uniones roscadas de tubos

El sistema de racor con rosca cortante es el más 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 herméticamente.

Según DIN 3850, las uniones roscadas se clasifican como elementos de unión y conexión:

<b>Denominación</b>	<b>Según DIN</b>
Anillo de corte	3861
Anillo cónico doble	3862
Casquillo esférico	3863
Casquillo con collar	3864
Aro de presión	3867

**Tabla 13.1** Lista de elementos de unión

Denominación		Según DIN	Tipo de elemento de unión
Tuerca de racor	A	3870	Anillo de corte
	B		Anillo cónico doble
	C		Casquillo con collar soldado con estaño
			Casquillo con collar soldado
Tuerca de racor		3872	Anillo de corte con aro de presión
Tornillo de racor	A	3871	Anillo de corte
			Anillo cónico doble
	C		Casquillo esférico
			Casquillo con collar

**Tabla 13.2** Lista de elementos de conexión

En las uniones roscadas se utilizan los siguientes tipos de empalmes:

- Empalmes rectos
- Empalmes en el ángulo, en L, en T ó en cruz.
- Empalmes atornillados y soldados.

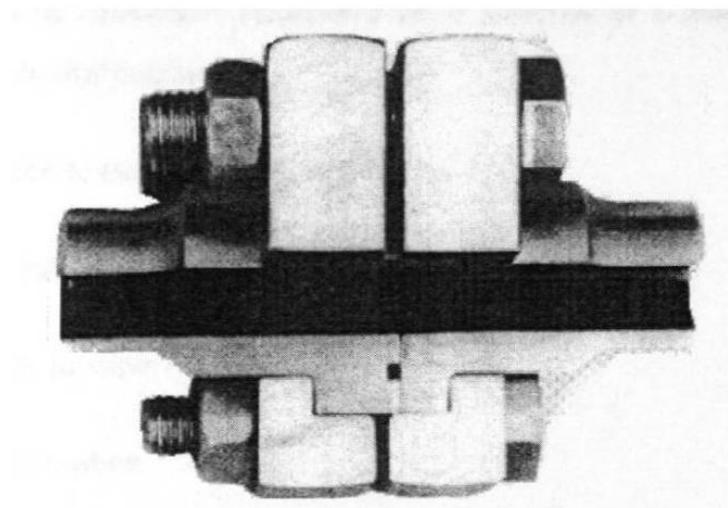
Las diversas versiones de estos empalmes están especificadas en la norma DIN 3850.

En dicha norma se indican así mismo los datos sobre los diámetros y las presiones nominales de los empalmes normalizados.

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

En la figura se muestra una brida en un tubo rígido y otra en un tubo flexible.

En la hidráulica suelen utilizarse roscas Withworth, roscas métricas finas ó roscas NTP (cónicas).



**Figura 13.4** Bridas

### **13.3 Fricción, calor, pérdida de presión**

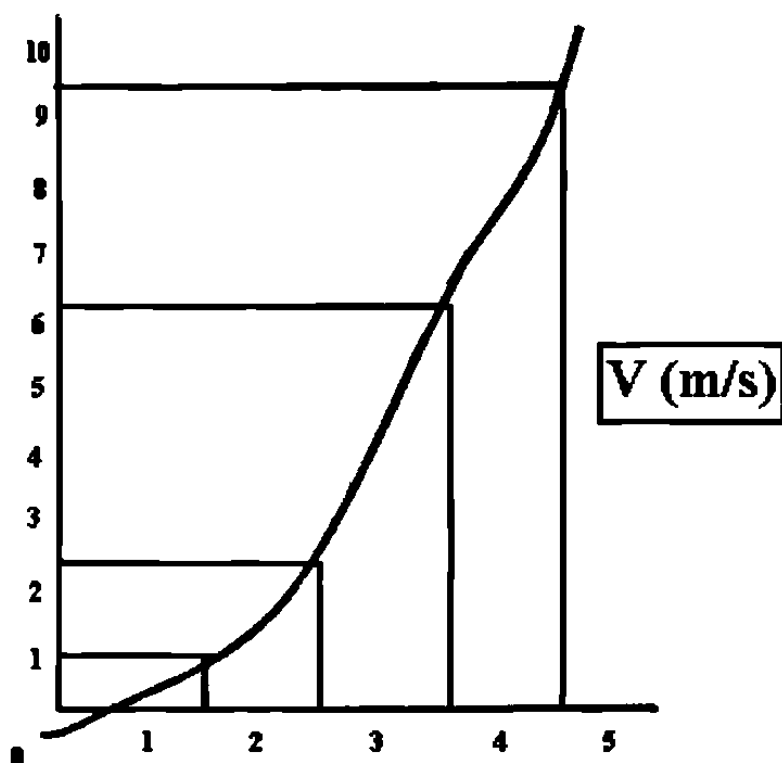
Existe fricción en todos los elementos existe fricción en todos los elementos y conductos por los que fluye el líquido de un sistema hidráulico. Se trata principalmente de la fricción que surge en las paredes de los conductos (fricción exterior). Además también hay una fricción entre las capas del fluido (fricción interna).

La fricción provoca un calentamiento del fluido y en consecuencia, de los elementos del sistema hidráulico. Este calentamiento tiene como consecuencia una reducción de la presión, con la que también disminuye la presión efectiva en la unidad motriz.

La cuantía de la pérdida de presión depende de las resistencias internas del sistema hidráulico. Estas resistencias internas son influidas por los siguientes factores:

- Velocidad del flujo (superficie de la sección, caudal volumétrico).
- 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 cambio de la dirección del caudal.
- Características de la superficie.
- Conducción de los tubos.

En términos generales, la viscosidad 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 13.5** La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal

### 13.4 Resistencia al flujo en tuberías

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

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

La viscosidad cinemática es de:  $\nu = 100\text{mm}^2/\text{s}$  a  $15^\circ\text{C}$ .

La densidad es de  $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

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

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

En donde:

$\lambda$  = coeficiente de resistencia ó de fricción en el tubo

$$\lambda = 75/Re$$

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

$$Re = VD/\text{viscosidad}$$

### **Coeficiente de resistencia**

Las pérdidas de energía son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de una dilatación ó contracción de la sección de flujo, ó a través de una válvula. Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia  $K$ , de la siguiente forma:

$$hL = K \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad (13.1)$$

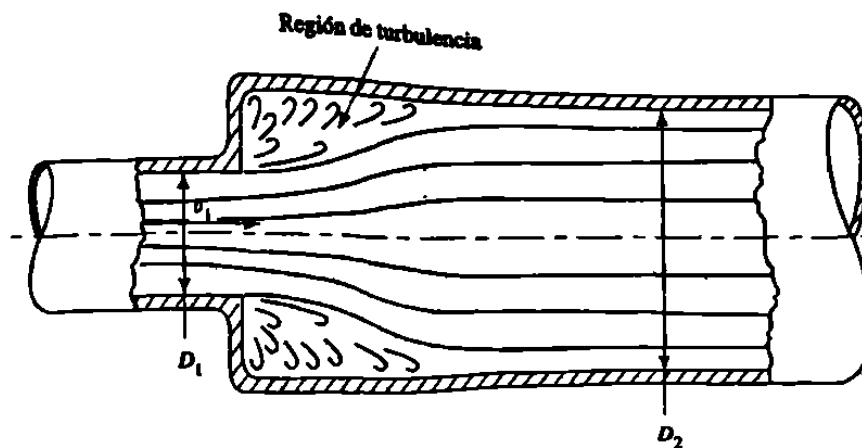
En la ecuación (13.1),  $hL$  es la pérdida menor,  $K$ , es el coeficiente de resistencia y  $v$  es la velocidad de flujo promedio en el conducto en la velocidad donde se presenta la

pérdida menor. En algunos casos, puede haber más de una velocidad de flujo, como con las dilataciones ó en las contracciones. Es de la mayor importancia saber que velocidad se debe utilizar con cada coeficiente de resistencia.

Si la cabeza de velocidad  $\left( \frac{v^2}{2g} \right)$  de la ecuación (13.1) se expresa en las unidades de metros, entonces la pérdida de energía  $hL$  también estará representada en metros ó N m/M de flujo de fluido. El coeficiente de resistencia no tiene unidades, pues representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la cabeza de velocidad. La magnitud de coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida y algunas veces depende de la velocidad de flujo. En las siguientes secciones describiremos el proceso para determinar el valor de  $K$  y calcular la pérdida de energía para muchos tipos de condiciones de pérdidas menores.

### 13.5 Pérdidas de presión por desvíos

Al fluir un fluido de un conducto menor a uno mayor a través de una dilatación súbita, su velocidad disminuye abruptamente, ocasionando una turbulencia que genera una pérdida de energía (véase la figura 13.6). La cantidad de turbulencia, y por consiguiente, la cantidad de pérdida de energía, depende del cociente de los tamaños de los dos conductos.



**Figura 13.6** Dilatación Súbita

La pérdida menor se calcula de la ecuación

$$hL = K \left( \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

donde  $v_1$  es la velocidad de flujo promedio en el conducto menor que está delante de la dilatación. Las pruebas han demostrado que el valor del coeficiente de pérdida  $K$  depende tanto de la proporción de los tamaños de los dos conductos como de la magnitud de la velocidad de flujo. Esto se ilustra gráficamente en la figura (13.7) y en forma tabular en la tabla (13.3).

Al hacer ciertas suposiciones de simplificación respecto del carácter de la corriente de flujo al expandirse a través de una dilatación súbita, es posible predecir analíticamente el valor de  $K$  a partir de la siguiente ecuación:

$$K = \left[ 1 - \left( \frac{A_1}{A_2} \right) \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right]^2 \quad (13.2)$$



Los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones menores y mayores, respectivamente, como se muestra en la figura (13.6). Los valores para  $K$  de esta ecuación concuerdan con los datos experimentales cuando la velocidad  $v$  es aproximadamente 1.2 m/s. A velocidades mayores, los valores reales de  $K$  son menores que los valores teóricos. Recomendamos que se usen los valores experimentales si se conoce la velocidad de flujo.

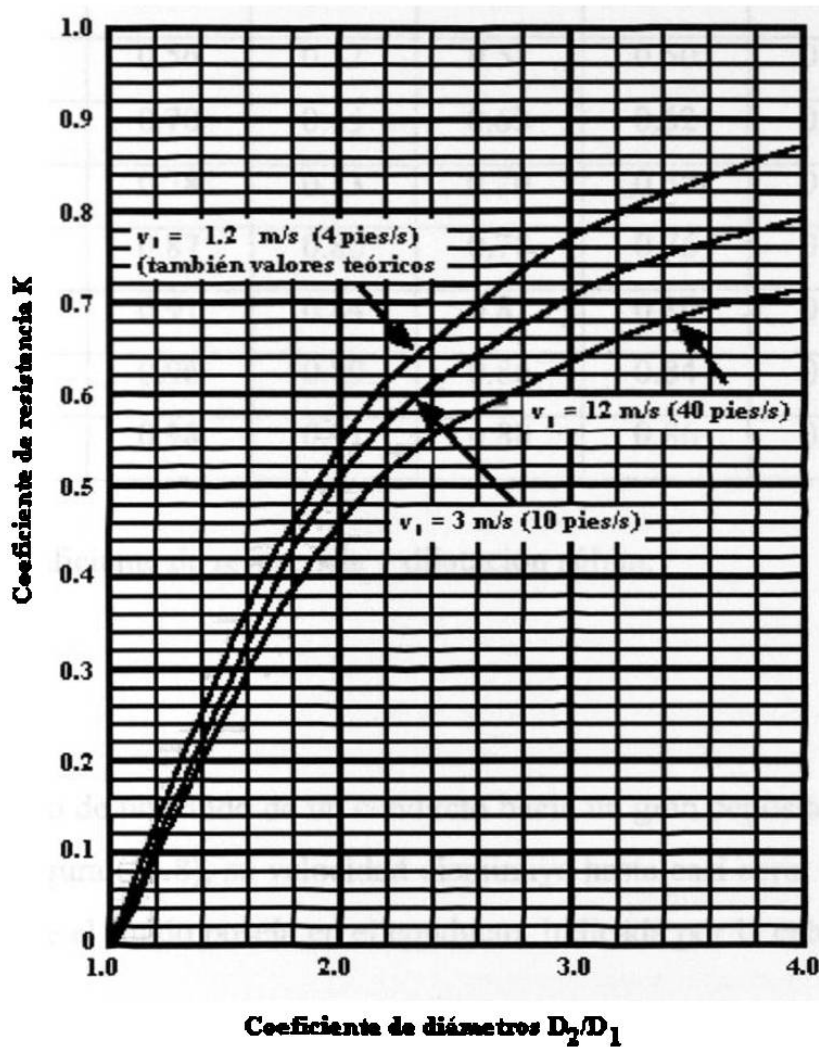


Figura 13.7 Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.

Velocidad, $v_1$							
	0.6 m/s	1.2 m/s	3 m/s	4.5 m/s	6 m/s	9 m/s	12 m/s
$D_2/D_1$	2 pies/s	4 pies/s	10 pies/s	15 pies/s	20 pies/s	30 pies/s	40 pies/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
1.4	0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
1.6	0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
1.8	0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
2.0	0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
2.5	0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
3.0	0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
4.0	0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
5.0	0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.82	0.80
	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.83	0.81

**Tabla 13.3** Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.

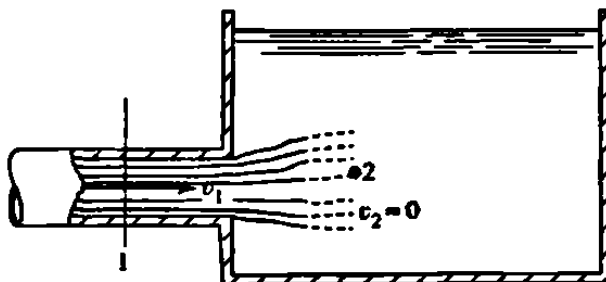
### Pérdida de salida

Durante el flujo de un fluido de un conducto hacia un gran depósito ó tanque, como se muestra en la figura (13.8), su velocidad disminuye hasta casi cero. En el proceso, la energía cinética que el fluido poseía en el conducto, indicada por la cabeza de velocidad

$\left( \frac{v_1^2}{2g} \right)$ , se disipa. Por lo tanto, la pérdida de energía para esta condición es:

$$hL = 1.0 \left( \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (13.3)$$

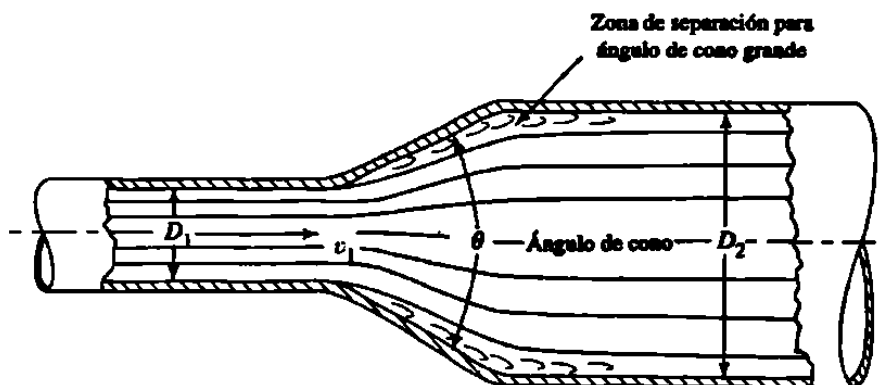
Esta se denomina la pérdida de salida. El valor para  $K=1.0$  se usa sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.



**Figura 13.8** Pérdida de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito estático

### Dilatación gradual

Si la transición de un conducto menor a uno mayor puede hacerse menos abrupta que la dilatación súbita de bordes cuadrados, la pérdida de energía se reduce. Esto normalmente se hace colocando una sección cónica entre los dos conductos, como se muestra en la figura (13.9). Las paredes en pendiente del cono tienden a girar el fluido durante la deceleración y expansión de la corriente de flujo.

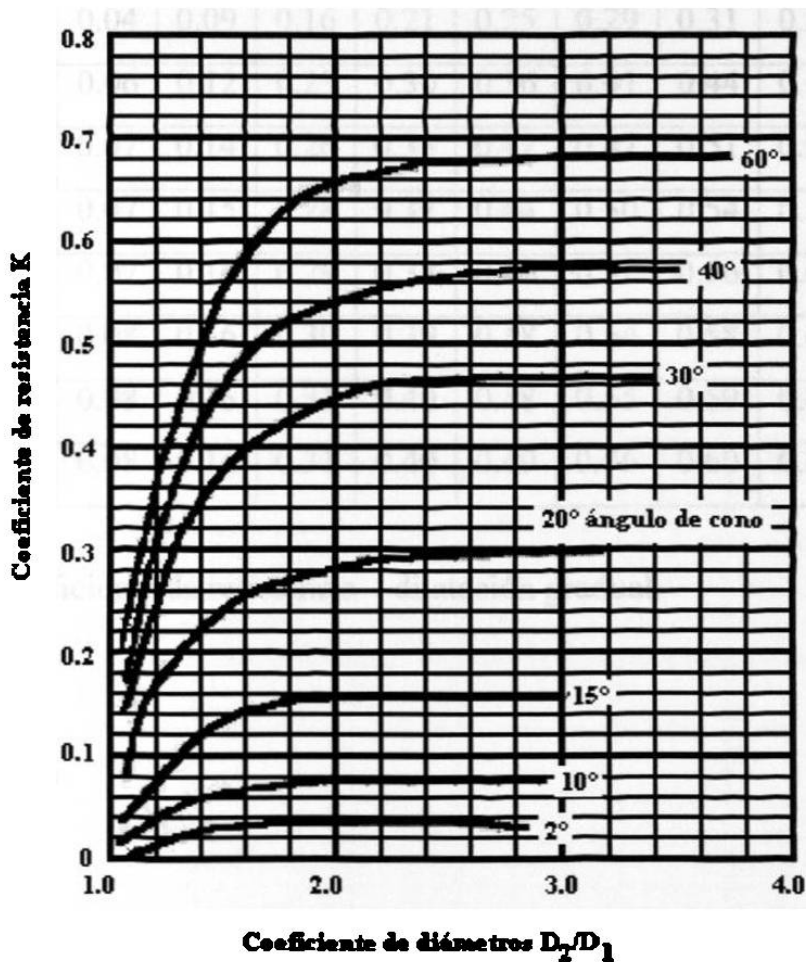


**Figura 13.9** Dilatación gradual

La pérdida de energía para una dilatación gradual se calcula a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (13.4)$$

donde  $v_1$  es la velocidad del conducto menor que está adelante de la dilatación. La magnitud de  $K$  depende tanto de la proporción de diámetro  $D_2/D_1$  como del ángulo de cono,  $\theta$ . En la figura (13.10) y en la tabla (13.4) se dan varios valores de  $K$  y  $D_2/D_1$ .



**Figura 13.10** Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

La pérdida de energía calculada de la ecuación (13.4) no incluye la pérdida debido a la fricción en las paredes de la transición. Para ángulos de cono relativamente

empinados, la longitud de la transición es corta y por lo tanto, la pérdida de fricción de la pared es despreciable. Sin embargo, al disminuir al ángulo del cono, la longitud de la transición se incrementa y la fricción de la pared se hace significativa. Tomando en cuenta tanto la pérdida de fricción de la pared como la pérdida debido a la dilatación, podemos obtener la pérdida de energía mínima con un ángulo de cono de aproximadamente 7 grados.

Angulo de cono, $\theta$												
$D_2/D_1$	2°	6°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

**Tabla 13.4** Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

### Contracción súbita

La pérdida de energía debido a una contracción súbita, como la esbozada en la figura (13.11), se calcula a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (13.5)$$

donde  $v_2$  es la velocidad en la corriente hacia abajo del conducto menor a partir de la contracción. El coeficiente de resistencia  $K$  depende de la proporción de los tamaños de los dos conductos y de la velocidad de flujo, como se muestra en la figura (13.12) y en la tabla (13.5).

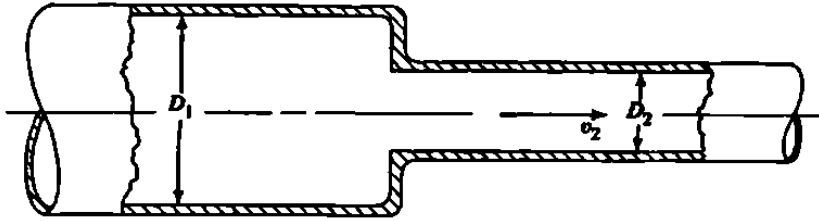


Figura 13.11 Contracción súbita

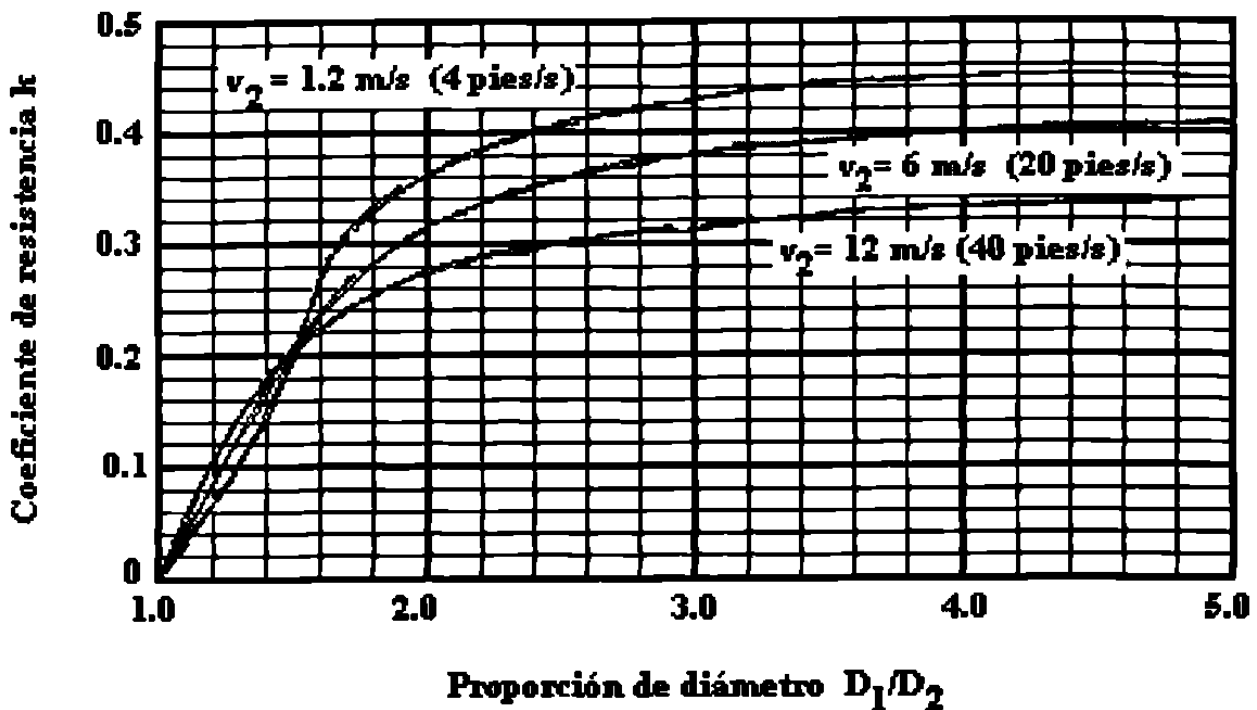


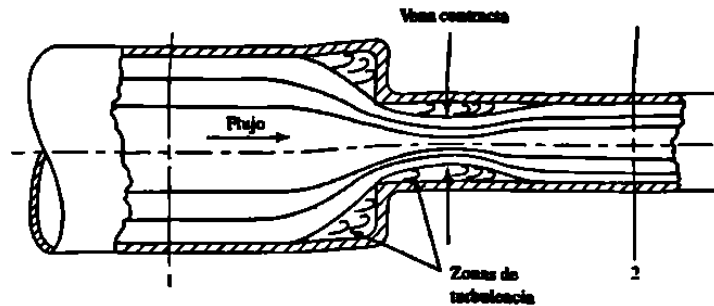
Figura 13.12 Coeficiente de resistencia – contracción súbita

Velocidad, $v_2$									
	0.6 m/s	1.2 m/s	1.8 m/s	2.4 m/s	3 m/s	4.5 m/s	6 m/s	9 m/s	12 m/s
$D_2/D_1$	2 pies/s	4 pies/s	6 pies/s	8 pies/s	10 pies/s	15 pies/s	20 pies/s	30 pies/s	40 pies/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.1	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
1.2	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11
1.4	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.19	0.20
1.6	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.25	0.24
1.8	0.34	0.34	0.34	0.33	0.32	0.32	0.31	0.29	0.27
2.0	0.38	0.37	0.37	0.36	0.34	0.34	0.33	0.31	0.29
2.2	0.40	0.40	0.39	0.39	0.37	0.37	0.35	0.33	0.30
2.5	0.42	0.42	0.41	0.40	0.38	0.38	0.37	0.34	0.31
3.0	0.44	0.44	0.43	0.42	0.40	0.40	0.39	0.36	0.33
4.0	0.47	0.46	0.45	0.45	0.42	0.42	0.41	0.37	0.34
5.0	0.48	0.47	0.47	0.46	0.44	0.44	0.42	0.38	0.35
10.0	0.49	0.48	0.48	0.47	0.45	0.45	0.43	0.40	0.36
	0.49	0.48	0.48	0.47	0.45	0.45	0.44	0.41	0.38

**Tabla 13.5** Coeficiente de resistencia – contracción súbita

El mecanismo mediante el cual se pierde energía a una contracción súbita es bastante complejo. La figura (13.13) ilustra lo que sucede al converger la corriente de flujo. Las líneas de la figura representan las trayectorias de las diversas partes de la corriente de flujo llamadas líneas de trayectoria. Al aproximarse las líneas de trayectoria a la contracción, asumen una trayectoria curva y la corriente total continua estrechándose durante cierta distancia más allá de la contracción. Por lo tanto, la sección de cruce mínimo del flujo es menor que la del conducto menor. La sección donde ocurre esta área de flujo mínimo se denomina vena contracta. Más allá de la vena

contracta, la corriente de flujo debe dilatarse nuevamente para llenar el conducto. La turbulencia ocasionada por la contracción y la posterior dilatación genera la pérdida de energía



**Figura 13.13** Vena contracta formada en una contracción súbita

### Contracción gradual

La pérdida de energía en una contracción puede disminuirse sustancialmente haciendo la contracción más gradual. La figura (13.14) muestra una contracción de este tipo, formada mediante una sección cónica entre los dos diámetros con cambios abruptos en las juntas. El ángulo  $\theta$  se denomina el ángulo del cono.

La figura (13.15) muestra los datos para el coeficiente de resistencia contra la proporción de diámetro para varios valores del ángulo del cono. La pérdida de energía se calcula a partir de la ecuación (13.5), donde el coeficiente de resistencia se basa en la cabeza de velocidad en el conducto menor después de la contracción. Estos datos son para números de Reynolds mayores que  $1.0 \times 10^5$ . Observe que para ángulos sobre el amplio intervalo de  $15$  a  $40^\circ$ ,  $K=0.05$  ó menos, un valor muy bajo. Para ángulos de hasta  $60^\circ$ ,  $K$  es menor que  $0.08$ .



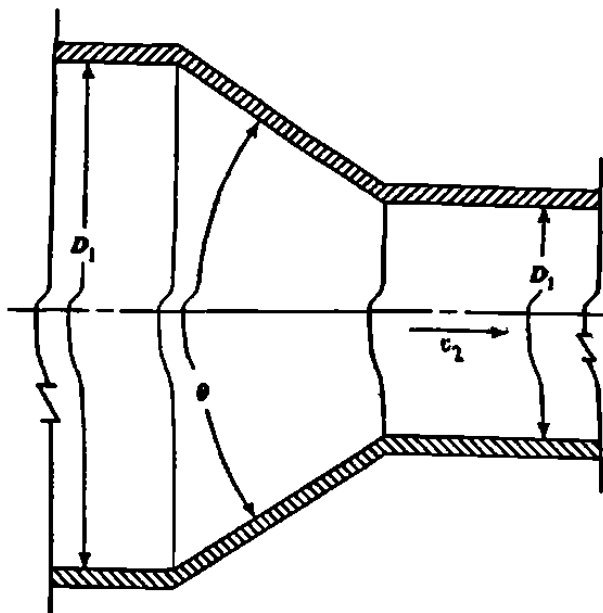


Figura 13.14 Contracción gradual

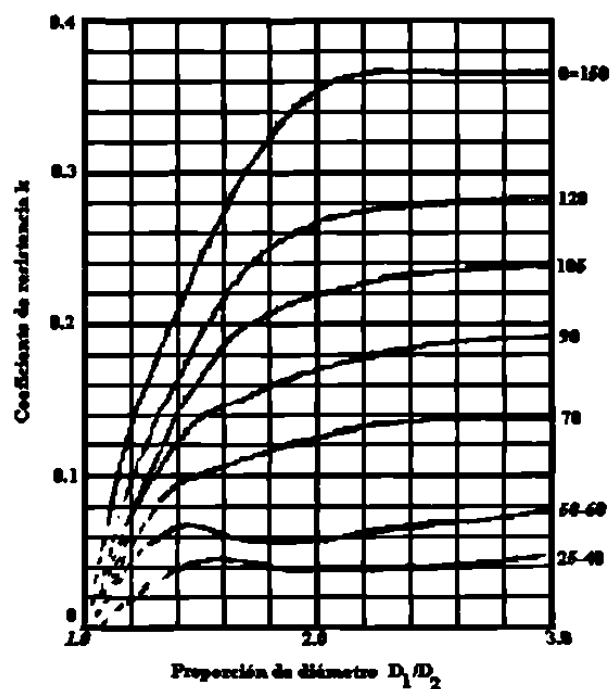


Figura 13.15 Coeficiente de resistencia – contracción gradual

Al disminuir el ángulo de cono de la contracción por debajo de  $15^\circ$ , el coeficiente de resistencia de hecho se incrementa, como se muestra en la figura (13.16). La razón es que los datos incluyen los efectos tanto de la turbulencia local ocasionada por la separación del flujo como la fricción del conducto. Para los ángulos de cono menores, la

transición entre los dos diámetros es muy larga, lo que incrementa las pérdidas de fricción.

El redondeo del extremo de la transición cónica para juntarla con el conducto menor puede disminuir el coeficiente de resistencia por debajo de los valores mostrados en la figura (13.15). Por ejemplo en la figura (13.17), que muestra una contracción con un ángulo incluido de  $120^\circ$ , el valor de  $K$  disminuye de aproximadamente 0.27 a 0.10 con un radio de sólo  $0.05 (D_2)$ , donde  $D_2$  está en el diámetro interno del conducto menor.

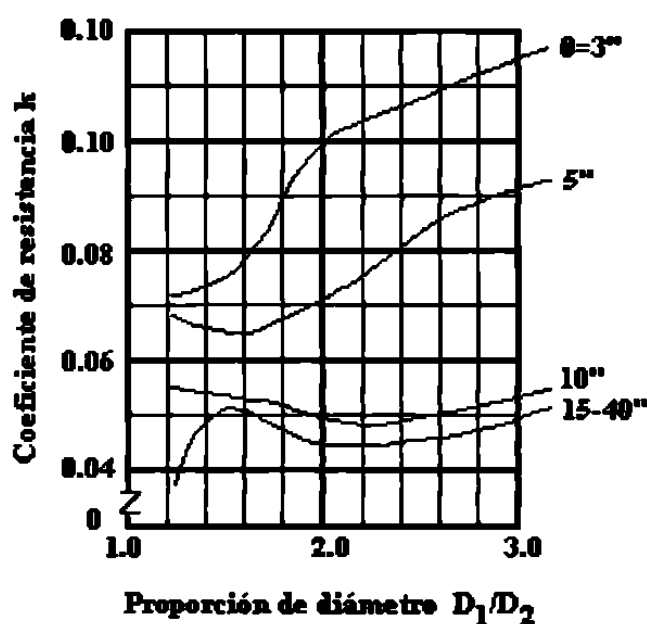
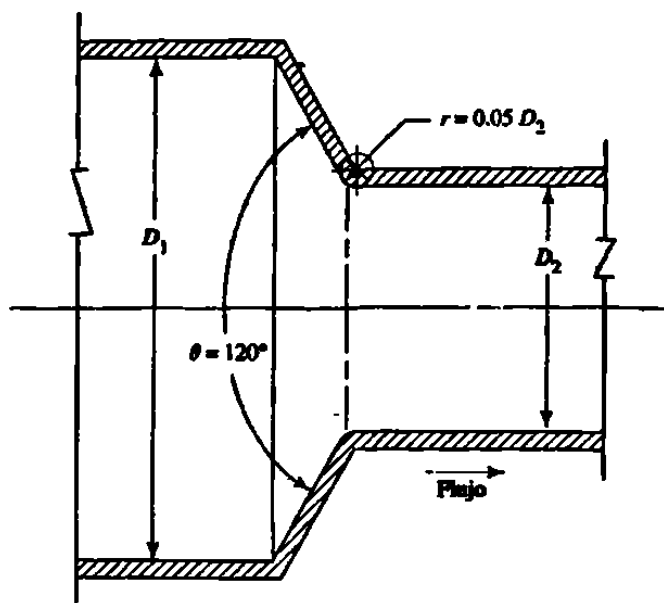


Figura 13.16 Coeficiente de resistencia – contracción gradual



**Figura 13.17** Contracción gradual con extremo redondeado en diámetro pequeño

### Pérdida de entrada

Un caso especial de una contracción ocurre cuando un fluido fluye desde el depósito ó tanque relativamente grande hacia un conducto. El fluido debe acelerar desde una velocidad relativamente despreciable a la velocidad de flujo del conducto. La facilidad con que se realiza la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada. En la figura (13.18) muestra cuatro configuraciones diferentes y el valor sugerido de  $K$  para cada una. Las líneas de corriente ilustran el flujo de fluido hacia el conducto y muestran que la turbulencia asociada con la formación de una vena contracta en el tubo es una causa importante de pérdida de energía. Esta condición es más severa para la entrada de proyección hacia adentro, para lo que se recomienda un valor conservador de  $K=1.0$  para los problemas de este manual. La referencia 2 recomienda  $K=0.78$ . En la referencia 5 se da una estimación más precisa del coeficiente de resistencia para una entrada de proyección hacia adentro. Para una entrada bien redondeada con  $r/D_2 > 0.15$ , no se forma ninguna vena contracta, la pérdida de energía es

bastante pequeña, y usamos  $K=0.04$ . En resumen, después de seleccionar un valor para el coeficiente de resistencia de la figura (13.18), podemos calcular la pérdida de energía en una entrada a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (13.6)$$

donde  $v_2$  es la velocidad de flujo en el conducto.

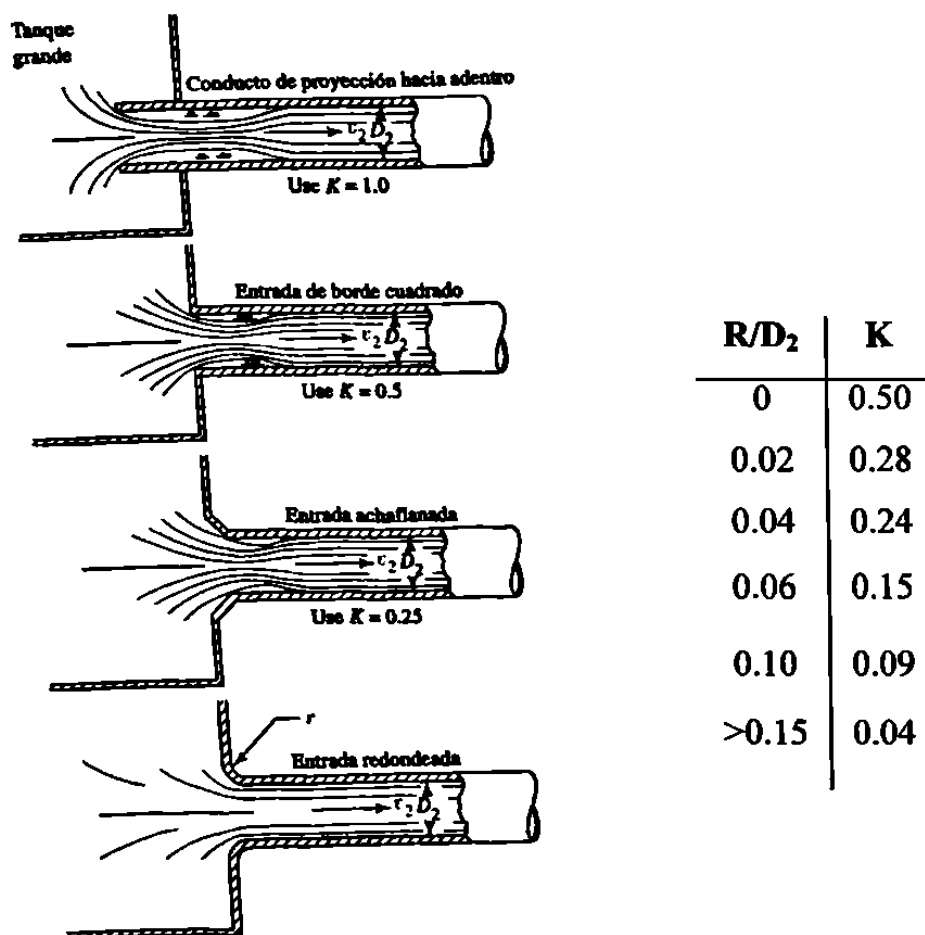
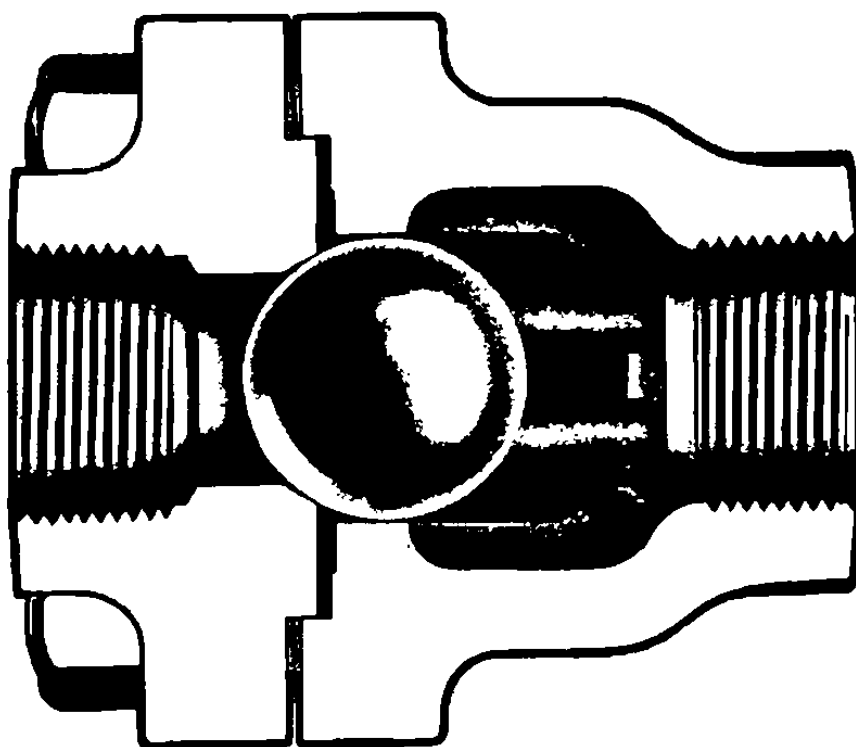


Figura 13.18 Coeficientes de resistencia de entrada

## 13.6 Pérdidas de presión en las válvulas y juntas

Se dispone de muchos tipos diferentes de válvulas y juntas de varios fabricantes para especificación e instalación en sistemas de flujo de fluidos. Las válvulas se utilizan para controlar la cantidad de flujo y pueden ser válvulas de globo, de ángulo, de mariposa, otros varios tipos de válvulas de verificación y muchas más. Véase las figuras (13.18 y 13.19) para algunos ejemplos. Las juntas dirigen la trayectoria de flujo u ocasionan un cambio en el tamaño de la trayectoria de flujo. Se incluyen los codos de varios diseños, tes, reductores, boquillas y orificios. Véase las figuras (13.20 y 13.21).

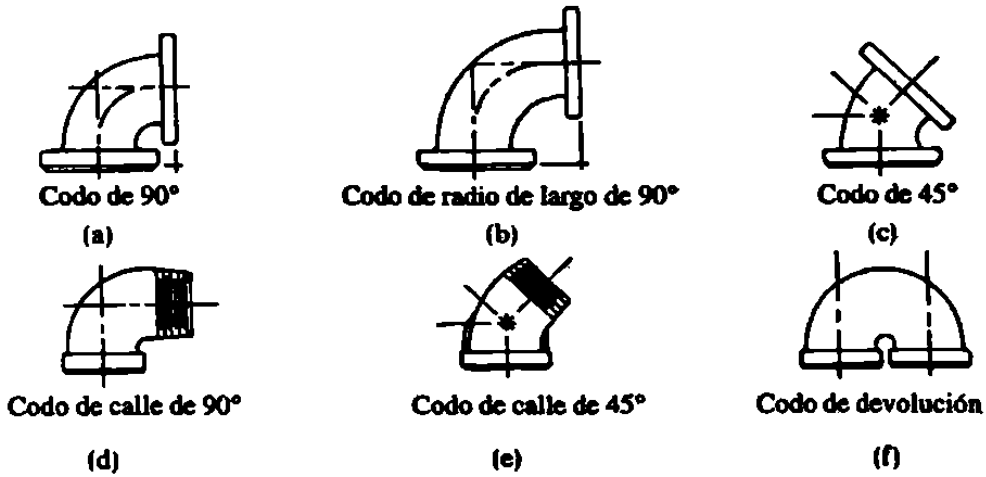
Es importante determinar los datos de resistencia para el tipo y tamaño particular elegido porque la resistencia depende de la geometría de la válvula para su ajuste. Asimismo, los distintos fabricantes pueden reportar datos en distintas formas.



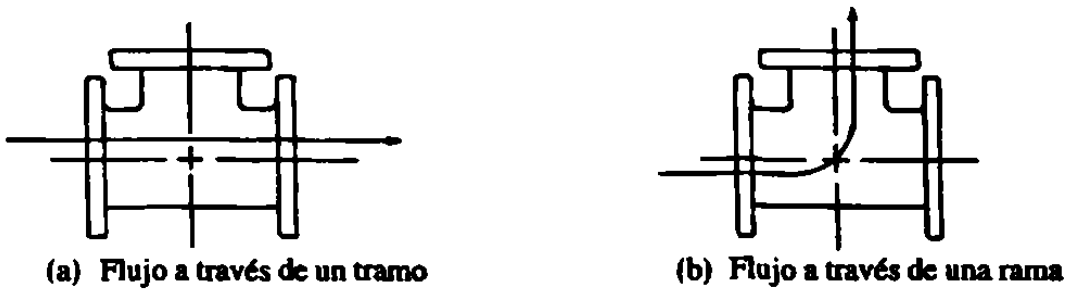
**Figura 13.19** Válvula de verificación – tipo de bola



**Figura 13.20** Válvula de mariposa



**Figura 13.21** Conos de conducto



**Figura 13.22** Tes estándar

El método para determinar el coeficiente de resistencia  $K$  se reporta en la forma:

$$k = \left( \frac{Le}{D} \right) f_T \quad (13.7)$$

El valor de  $\frac{Le}{D}$ , llamado la proporción de longitud, se reporta en la tabla (13.6) y se considera que es una constante para un tipo dado de válvula ó junta. El valor  $Le$  mismo se denomina la longitud equivalente y es la longitud del conducto recto del mismo diámetro nominal como la válvula que tendría la misma resistencia que ésta. El término  $D$  es el diámetro interno real del conducto

El término  $f_T$  es el factor de fricción en el conducto al cual está conectada la válvula ó junta, tomado en la zona de turbulencia completa. Observe en la figura (13.23), el diagrama de Moody que la zona de turbulencia completa cae en el área derecha más alejada, donde el factor de fricción es independiente del número de Reynolds. La línea punteada que corre generalmente en forma diagonal a través del diagrama divide la zona de turbulencia completa de la zona de transición a la izquierda.

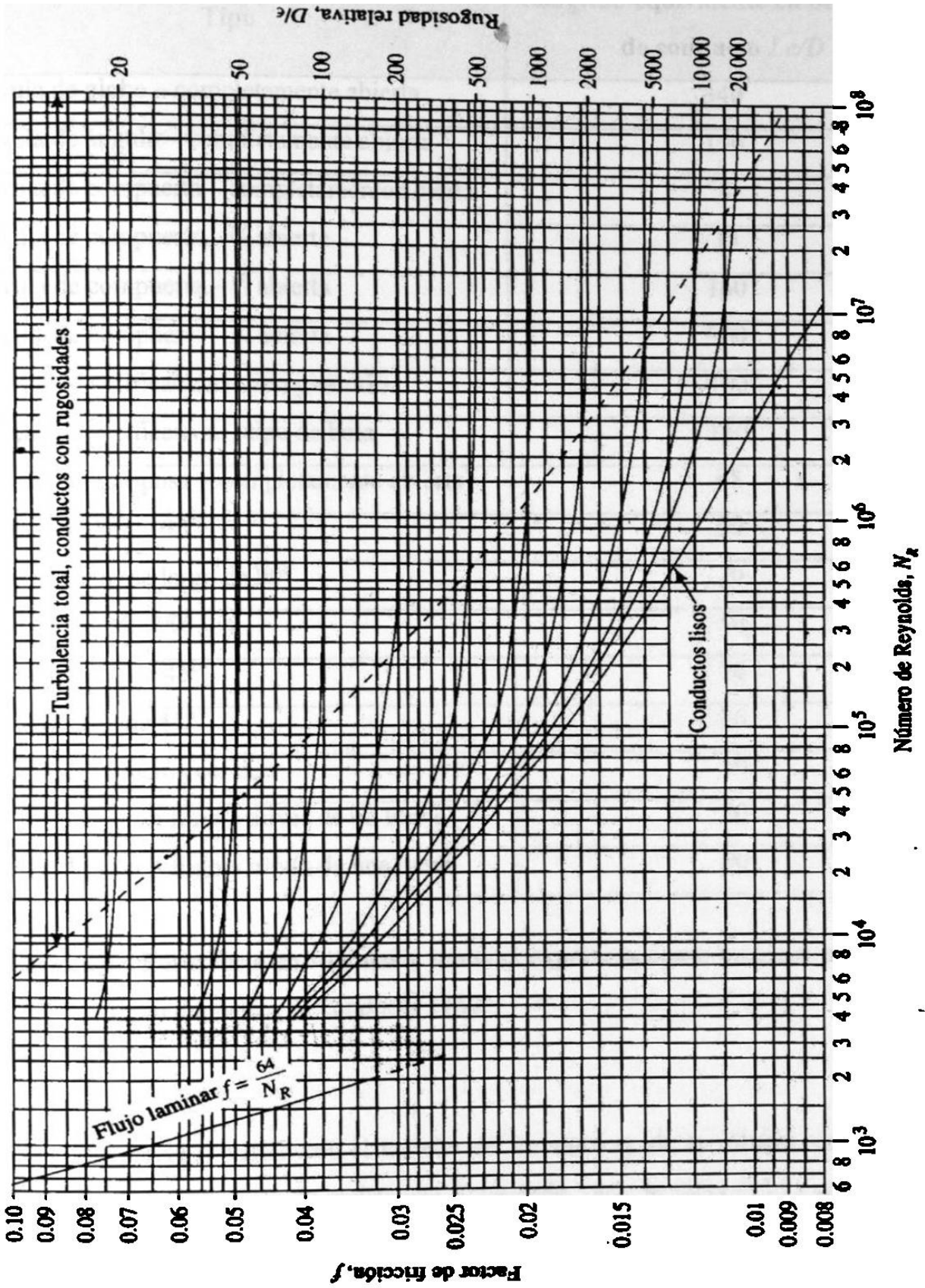


Figura 13.23 Diagrama de Moody