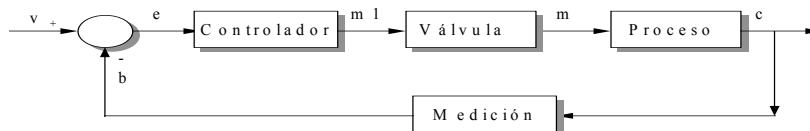


VÁLVULAS DE CONTROL

1.1) GENERALIDADES.

La válvula es un elemento final de control, ya sea automático y/o manual. Realiza la función de variar el caudal del fluido de control (líquido, gaseoso o vapor), que modifica a su vez el valor de la variable controlada, comportándose como un orificio de área continuamente variable.

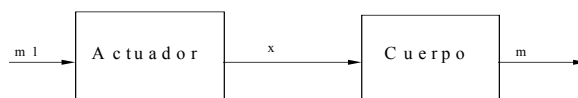
De los elementos de un lazo de control, es el que mayor cantidad de energía maneja. En la siguiente figura podemos ver el diagrama en bloques de un lazo convencional de control.



Siendo:

- m_1 : señal de entrada al llamado indistintamente actuador, servoactuador o servomotor de la válvula (normalmente una señal de 3 a 15 psig. Esta a su vez proviene de un convertidor I/P que recibe una señal de 4 a 20 mA del controlador.
- m siempre será un caudal a través del cuerpo de la válvula inserta en el proceso.

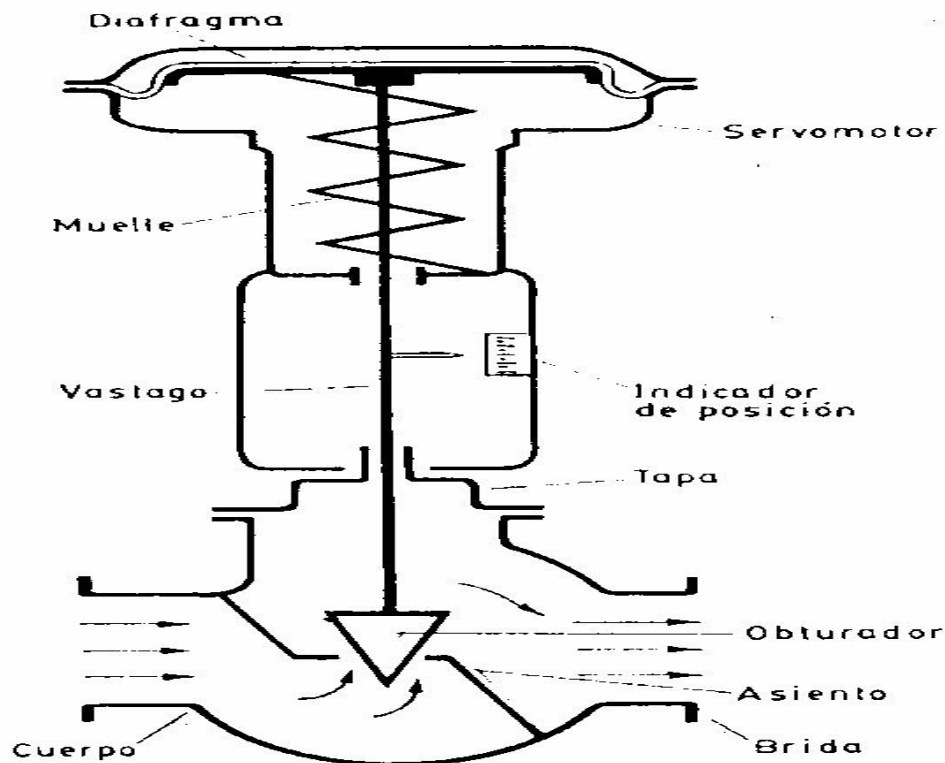
Como sabemos, cada bloque se denomina función de transferencia, para el caso de la válvula, se puede desdoblar según puede apreciarse a continuación:



Donde x : l(carrera) o grados(rotación)

Como se observa, el servoactuador convierte la señal de entrada en un desplazamiento lineal o rotacional (x) que trasladado al cuerpo permite el mayor o menor paso del caudal en juego.

A continuación puede verse una válvula de control típica. Ésta se compone básicamente del servomotor, vástago, cuerpo y tapa de cuerpo.



IMPORTANTE:

Debemos tener en cuenta las posibles acciones previstas para el actuador ante falla o falta de señal, esto es que ante ausencia de la misma, la válvula cierre FC (fail close) o abra FO (fail open). Esto es importante y tiene relación directa con el proceso donde la válvula está inserta, la acción debe ser tal que la planta o circuito donde ella se encuentra vaya a condición segura ante falta de señal.

1.2) CLASIFICACIÓN DE LOS ACTUADORES.

1.2.1) A diafragma y resorte: es el más empleado, la señal neumática desarrolla una fuerza sobre la superficie del diafragma, a dicha fuerza se le opone otra proveniente de un resorte, la ecuación de equilibrio está dada por:

$$(m_1 - m_0) * A = k * x$$

donde:

- m_1 = señal de entrada medida en psi.
- $m_0 = 3$ psi al que corresponde un $x = 0$.
- A = área del diafragma.

Este juego de fuerzas es el principal, pero no el único, ya que a partir del mismo se desencadenan otras fuerzas que deben ser tenidas en cuenta, tales como:

1.2.2) Fuerzas de inercia: el vástago y elementos solidarios a él (plato en un extremo y obturador en el otro) constituye una masa, la que en combinación con el resorte conformar un sistema dinámico de 2º orden, esto es el juego y traspaso alternativo de energía de la masa en movimiento al resorte, la compresión del mismo (o elongación) y la devolución de esa fuerza acumulada a la masa y así sucesivamente provocando oscilaciones.

La frecuencia natural de esas oscilaciones, en ciclos/seg, está dada por la siguiente ecuación:

$$Fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Donde:

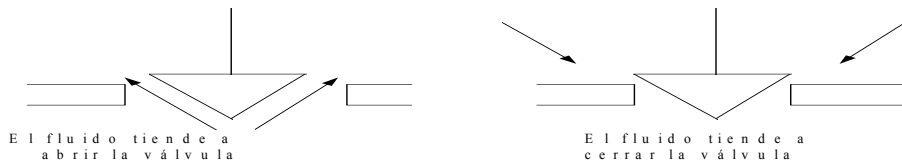
- k = constante del resorte.
- M = masa.

Lo deseable es que $Fn > 25$ ciclos/seg.

El amortiguamiento se logra con el ajuste adecuado de la empaquetadura.

1.2.3) Fuerzas estáticas de fricción: se manifiestan entre dos superficies adyacentes, para nuestro caso la empaquetadura y el vástago. El sobreajuste del sistema de la empaquetadura provoca histéresis.

1.2.4) Fuerzas dinámicas: se ponen de manifiesto al pasar el fluido por el espacio existente en ese momento entre el obturador y el asiento, que según sea el caso tiende a abrir o a cerrar la válvula.



IMPORTANTE:

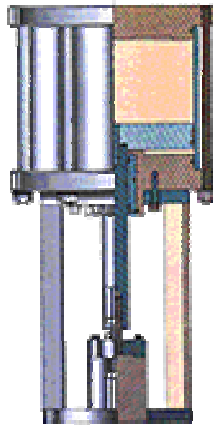
Es evidente que se hace necesario en muchos casos neutralizar las fuerzas puestas en juego y descritas en puntos 1.2.2 a 1.2.4 inclusive, dicho en otros términos: es necesario asegurar que haya una única posición del vástago por cada señal de entrada proveniente del controlador y ello lo asegura el uso de un posicionador, cuyo principio de funcionamiento describiremos más adelante.

1.3) EJEMPLOS DE ACTUADORES

1.3.1) Actuador a diafragma y resorte con opción de operación manual a través de volante: es uno de los más comunes, a continuación una ilustración del mismo.



1.3.2) Actuador a pistón: igualmente útil para contrarrestar elevadas fuerzas de empuje. Ver figura siguiente:



1.3.3) Actuadores hidráulicos: similar al anterior, aquí la de señal de entrada es neumática que a su vez controla a la parte de fuerza que es hidráulica (cilindro-pistón), por lo que se necesita de una bomba que provea aceite a presión con una cañería de suministro y otra de retorno. Son necesarias cuando la mencionada en punto anterior no puede contra restar las fuerzas de empuje puestas en juego. Ver figura siguiente:



1.3.4) Actuadores a motor eléctrico: como su nombre lo indica, el desplazamiento (o rotación) del vástago se realiza mediante un motor eléctrico. Ver figura siguiente, contiene el actuador con volante y el resto de la válvula:



1.4) CUERPO DE VÁLVULAS.

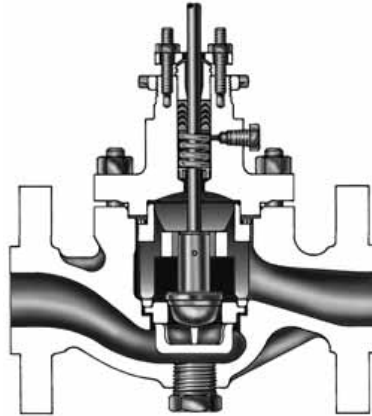
El cuerpo de la válvula debe ser capaz de resistir la temperatura y la presión del fluido sin pérdidas, tener un tamaño adecuado para el caudal que debe controlar y ser resistente a la erosión o a la corrosión producida por el fluido. Suele ser de hierro, acero y acero inoxidable, y en ciertos casos especiales (cuando el fluido es muy corrosivo) pueden ser de monel, hastelloy B o C, etc.



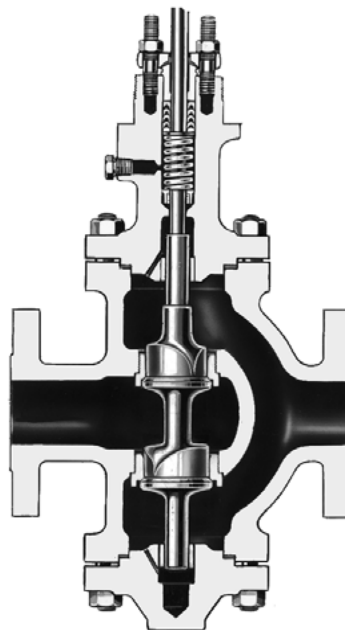
El cuerpo es el encargado de regular el pasaje del fluido, transformando los desplazamientos del vástago (lineal o rotacional) en una variación de caudal.

Básicamente, los cuerpos de las válvulas se pueden dividir, considerando principalmente a aquellas válvulas destinadas al control, en:

1.4.1) Globo: es una de las más usadas con propósitos de control automático, en el interior de su cuerpo existe un conjunto asiento obturador (éste último unido al vástago), la mayor o menor aproximación entre ellos “modula” el caudal $m(t)$. La figura siguiente muestra una válvula globo de simple asiento.

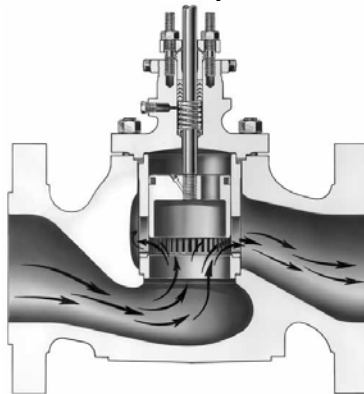


1.4.2) Globo de doble asiento: con respecto a la primera asegura mejor balance dinámico pero con mayores pérdidas al cierre. La figura siguiente brinda una imagen de tal válvula.



A esta altura es importante destacar, que en **todas las válvulas de control** interesa determinadas formas de modular el caudal $m(t)$, son las llamadas **características inherentes**, como veremos más adelante. En las válvulas globo se logra este propósito mediante el mecanizado del conjunto asiento - obturador.

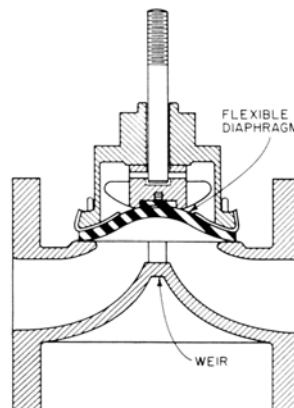
1.4.3) Jaula: Otra forma es mediante la válvula jaula, que dependiendo de las formas de las aberturas realizadas en la misma se obtienen tales características. A continuación un cuerpo de válvula tipo mencionado.



Más adelante profundizaremos más el tema de las formas de las aberturas.

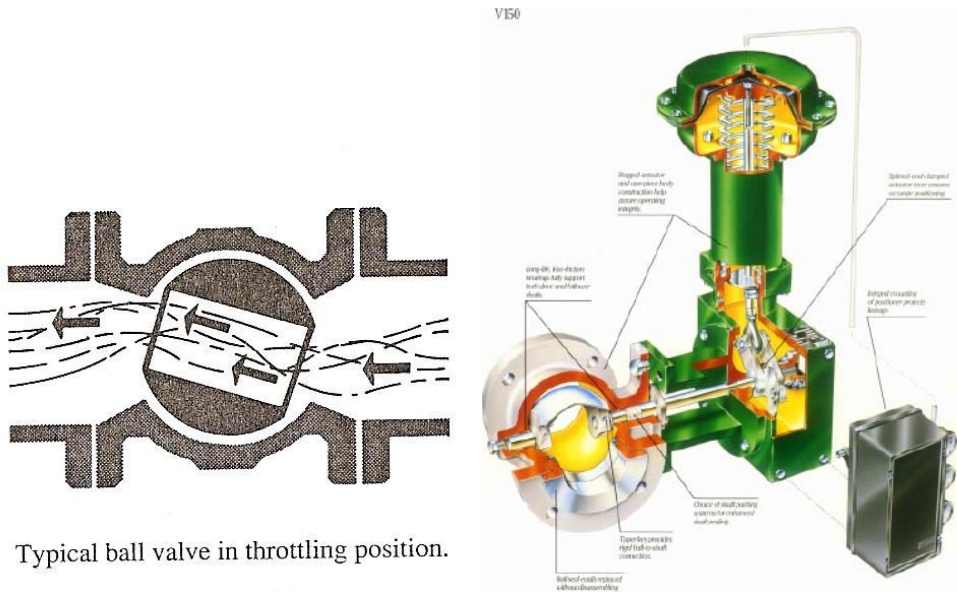
1.4.4) Saunders: Se caracteriza porque el cuerpo puede revestirse fácilmente de goma o de plástico para trabajar con fluidos agresivos.

Tiene la desventaja de que el servomotor debe ser muy potente. Se utiliza principalmente en procesos químicos o minera difíciles en el manejo de fluidos agresivos, o bien en el control de fluidos contaminados con sólidos en suspensión. A continuación una válvula de este tipo:



Saunders Patent valve using fabric-reinforced diaphragm as both seal and closure member.

1.4.5) De obturador rotativo: Consiste en un obturador de superficie esférica que tiene un movimiento rotativo y que está unido al eje de giro por uno o dos brazos flexibles. El eje de giro sale al exterior del cuerpo y es accionado por el vástago de un servomotor. A continuación dos figuras mostrando dos variantes de este tipo de válvula, la de la izquierda de bola completa y a la derecha de segmento de bola.

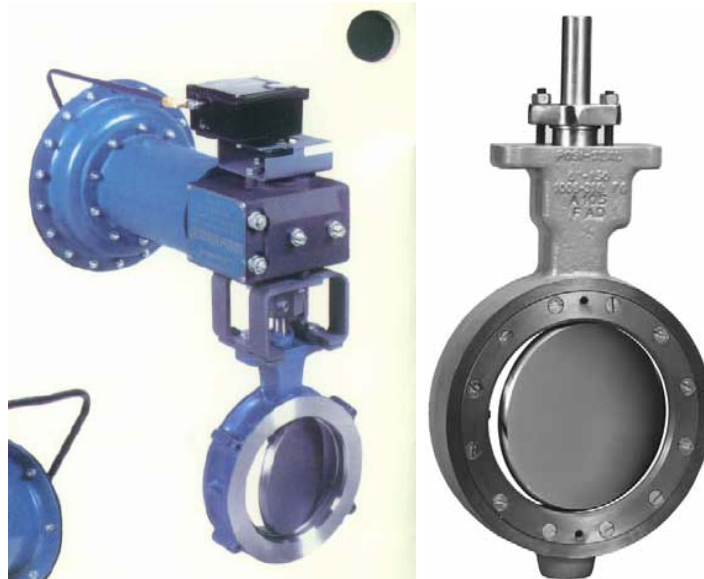


Typical ball valve in throttling position.

Esta válvula brinda los siguientes beneficios:

- Cierre estanco.
- Par reducido del actuador.
- Alto caudal.
- Elevada pérdida de carga admisible.

1.4.6) Mariposa: El cuerpo está formado por un anillo cilíndrico dentro del cual gira transversalmente un disco circular. La válvula puede cerrar herméticamente mediante un anillo de goma encastrado en el cuerpo. Un servomotor exterior acciona el eje de giro del disco y ejerce su par máximo cuando la válvula está totalmente abierta; siempre que la presión diferencial permanezca constante. En la selección de la válvula es importante considerar las presiones diferenciales correspondientes a las posiciones de completa apertura y de cierre, debido a que se necesita una fuerza grande del actuador para accionar la válvula en caso de una caída de presión elevada. A continuación un par de figuras de válvula mariposa.



Esta válvula ofrece las siguientes ventajas:

- cierre estanco.
- óptima para manejo de altos caudales con bajo Δp .

Nota: Existen otros tipos de cuerpos de válvulas de control.

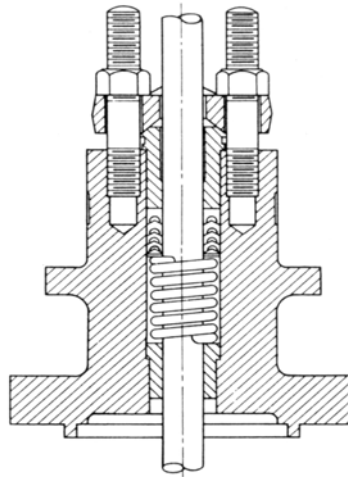
1.5) TAPA DE LA VÁLVULA.

La tapa de la válvula de control tiene por objeto unir el cuerpo al servomotor. A través de ella se desliza el vástago del obturador accionado por el motor. Este vástago generalmente dispone de un índice porcentual (entre una pulgada a una pulgada y media) que señala en una escala la posición entre la apertura y el cierre de la válvula.

Para que el fluido no se escape a través de la tapa y el contorno del vástago, es necesario disponer de una caja de empaquetadura. La empaquetadura que se utiliza normalmente es de teflón, cuya temperatura máxima de servicio es de 220 °C.

El conjunto más común suele ser de aros de teflón de sección en V, comprimidos con un resorte y tiene la ventaja de que el teflón es autolubrificante y no necesita engrase.

Cuando el fluido y las condiciones de servicios no permiten el uso de teflón, se utiliza fibra formada normalmente por amianto combinado con un collarín intermedio para la lubricación. A continuación una figura de una empaquetadura cargada a resorte.

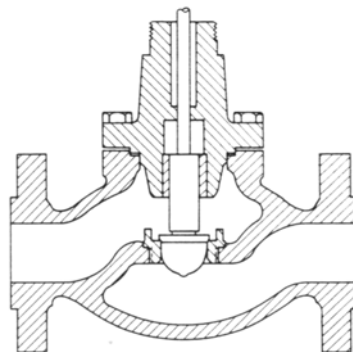


Spring-loaded molded solid Teflon
V-rings permit nonadjustable packing-
box assembly.

1.6) PARTES INTERNAS DE LA VALVULA: CONJUNTO ASIENTO - OBTURADOR.

Como partes internas de la válvula se consideran generalmente las piezas metálicas internas desmontables que están en contacto directo con el fluido. Estas piezas son: el vástago, la caja de empaquetadura, el obturador y el asiento. Hay que señalar que el conjunto asiento - obturador constituyen el “corazón de la válvula” al controlar el caudal, gracias al orificio de paso variable que forman al variar su posición relativa.

Ambos se fabrican normalmente de acero inoxidable, porque este material es muy resistente a la corrosión y a la erosión del fluido.



Top-entry top-guided single-seat globe valve.

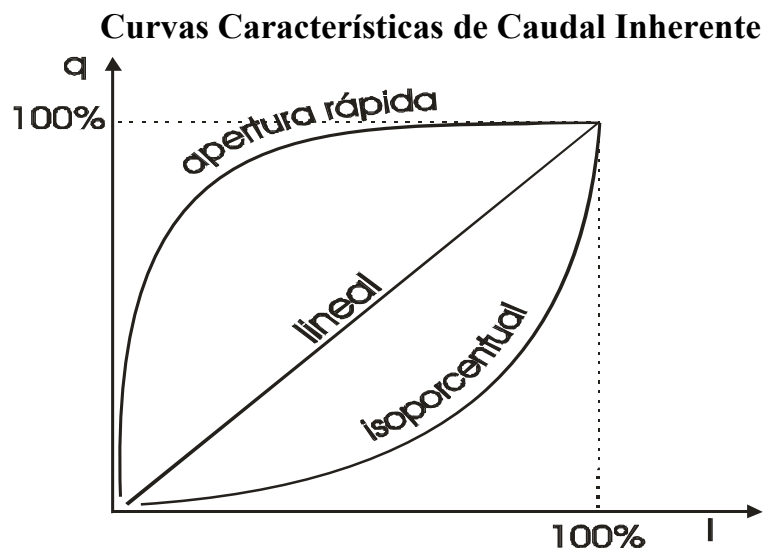
2) CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS VÁLVULAS.

2.1) CARACTERÍSTICAS DE CAUDAL INHERENTE, INTRODUCCIÓN

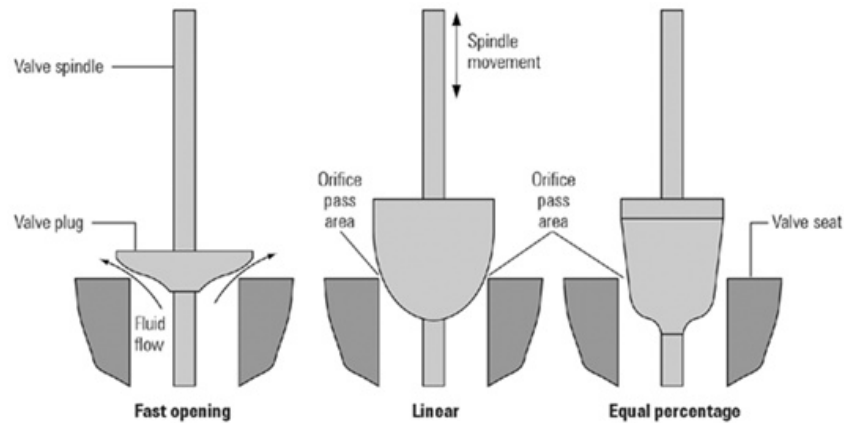
El conjunto asiento - obturador determina la característica de caudal de la válvula, es decir, la relación que existe entre la posición del obturador respecto del asiento determina la forma en que pasa el fluido a través de la válvula.

La característica de un **fluido incompresible** fluyendo en condiciones de **presión diferencial constante** a través de la válvula se denomina “característica de caudal inherente”, y se representa usualmente considerando como abscisas la carrera del obturador de la válvula y como ordenadas el porcentaje de caudal máximo a una presión diferencial constante.

Las curvas características más significativas son: la de apertura rápida (o quick-opening), la lineal y la isoporcentual, siendo estas dos últimas las más importantes a los efectos del control regulatorio, estando la primera orientada al control tipo todo - nada.



Como ya se dijo, las curvas características se obtienen mecanizando el conjunto asiento - obturador para que al variar la carrera, el orificio variable existente entre ambos configure la característica inherente de la válvula.



Mecanizado de asiento obturador de válvula globo de simple asiento



Mecanizado de asiento obturador de válvula tipo jaula

A continuación se analizarán solamente las válvulas con característica lineal e isoporcentual por ser las usadas para un efectivo control regulatorio, esto es, en oposición al control tipo todo – nada, no empleado cuando se desea un buen desempeño de un lazo de control. En este punto debemos aclarar, que no solo basta el correcto ajuste de los valores de P,I y D, sino también la correcta selección de las características inherentes, como veremos.

2.2) Obturador con Característica Lineal: En el obturador con característica lineal, el caudal es directamente proporcional a la carrera según la ecuación:

$$q = k * l$$

donde:

- q = caudal.
- k = cte.
- l = carrera (lineal o rotacional)

Gráficamente se representa por una línea recta.

A los efectos de avanzar en el porqué de estos tipos de válvulas, introduciremos un primer concepto: el de **rangeabilidad** (rangeability), la cual definimos como:

$$R = \frac{q_{\text{máx}} \text{ que se puede controlar}}{q_{\text{mín}} \text{ que se puede controlar}}$$

La rangeabilidad o campo de control de caudales que la válvula es capaz de regular manteniendo la curva característica inherente es en la válvula lineal de 15 a 30. Si bien teóricamente ésta podría ser infinita, las dificultades de fabricación limitan estos valores.

Debe apreciarse en las curvas características de caudal inherente que ninguna de ellas llega al cero de carrera y por lo tanto, ninguna llega al cero de caudal. Por consiguiente, el valor de rangeabilidad jamás podrá ser infinito, aunque teóricamente pueda pensarse así.

2.3) Obturador con Característica Isoporcentual: En el obturador con característica isoporcentual, cada incremento de carrera del obturador produce un cambio en el caudal que es proporcional al caudal que fluía antes de la variación, la expresión final deriva de la siguiente:

$$\frac{dq}{dl} = a * q$$

En la que:

- q = caudal a pérdida de carga constante.
- l = carrera.
- a = cte.

Trabajando matemáticamente la expresión anterior:

$$\frac{dq}{q} = a * dl \Rightarrow \int \frac{dq}{q} = a * \int dl \Rightarrow \ln q = a * l + C \Rightarrow q = e^{al+C} \Rightarrow q = e^{al} * e^C$$
$$q = b * e^{al}$$

Donde:

- a y b = ctes.

A continuación, puede verse que:

$$\text{Para } l = 0 \Rightarrow q = q_{\min} = b$$

$$\text{Para } l = 1 \Rightarrow q = q_{\max} = b * e^a \Rightarrow q_{\max} = q_{\min} * e^a \Rightarrow \frac{q_{\max}}{q_{\min}} = e^a$$

Como:

$$q = b * e^{al}, \text{ luego}$$

$$q = q_{\min} * \left(\frac{q_{\max}}{q_{\min}} \right)^l \Rightarrow \frac{q}{q_{\max}} = \frac{q_{\min}}{q_{\max}} * \left(\frac{q_{\max}}{q_{\min}} \right)^l$$

Basándonos en la definición de rangeabilidad, la expresión anterior queda (entendiendo que q es el caudal inherente, esto es q_i):

$$\frac{q_i}{q_{\max}} = \frac{1}{R} * R^l \text{ ó } q_i = \frac{1}{R} * R^l * q_{\max}$$

Esta última expresión nos da el porcentaje de caudal en función del campo de control o rangeabilidad de la válvula. Los valores típicos de rangeabilidad para este tipo de válvula están en un rango de 30 a 50.

La representación gráfica de la curva de una válvula isoporcentual, se caracteriza porque al principio de la carrera, la variación de caudal es pequeña, y al final, pequeños incrementos en la carrera se traducen en grandes variaciones de caudal.

El término de isoporcentual deriva del hecho que, por cada incremento porcentual de la carrera de la válvula, se produce el mismo incremento porcentual del caudal.

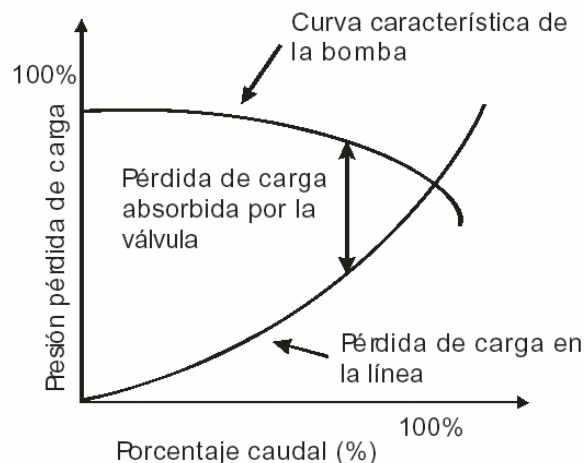
Supongamos que estando al 20% de la carrera, el caudal es 5 m³/h, un incremento del 1% nos lleva a 5,05 m³/h. Luego estando al 80% de la carrera, un incremento con **igual porcentaje** nos lleva de 45 m³/h a 45,45 m³/h. Notar que la proporción se ha mantenido, no obstante el incremento en los respectivos caudales son bastante distintos, 50 litros/h en el primer caso y 450 litros/h en el segundo.

En otras palabras, si nos situamos en la parte de bajos valores de carrera que se corresponde con bajo valores de caudales, una variación en la carrera nos dará un caudal similar al previo, o sea pequeño. Igualmente, si nos situamos en la parte alta de la carrera que se corresponde con altos caudales, el mismo incremento nos dará un caudal similar al previo o sea grande.

3) CARACTERÍSTICAS DE CAUDAL EFECTIVAS: En la mayor parte de las válvulas que trabajan en condiciones reales, la presión diferencial (Δp_v) a través de ellas cambia cuando varía su apertura, por lo que la curva real que relaciona la carrera con el caudal se aparta de las características de caudal inherentes ya vistas y se genera una nueva curva que recibe el nombre de **característica de caudal efectiva o característica de válvula instalada**.

El (Δp_v) variable (ya no más una constante) disponible para la válvula, que de ahora en más llamaremos H_1 , depende de la presión de envío de la bomba (o de recipiente en altura con nivel constante), que denominaremos H y de las combinaciones de las pérdidas de carga de la tubería y sus accesorios, de las alturas y de las contrapresiones a vencer, si el circuito termina en un recipiente a presión, bien, a esta suma de pérdidas de carga las agrupamos bajo el término de H_2 .

En la siguiente gráfica, puede verse que la diferencia entre la presión de envío de la bomba y la pérdida de carga de la tubería corresponde a la pérdida de carga absorbida por la válvula, y ésta aumenta al disminuir el caudal.



Por eso, es evidente que “una misma válvula instalada en procesos diferentes, presentará inevitablemente características de caudal efectivas distintas”.

En un circuito típico de un proceso industrial, formado por una bomba centrífuga, la válvula de control y la tubería, la presión de envío de la primera y la pérdida de carga absorbida por la tubería variarán según sea el grado de apertura de la válvula.

Expresando la pérdida de la presión de la válvula cuando ésta está totalmente abierta, con relación a la pérdida de carga del sistema y la suma de pérdidas combinadas, se obtiene un coeficiente “r”.

$$\text{Si } H = H_1 + H_2$$

El cociente “r” será:

$$r = \frac{H_1 (\Delta p \text{ producido por la válvula totalmente abierta})}{H(\text{presión de envío de la bomba})}$$

O sea:

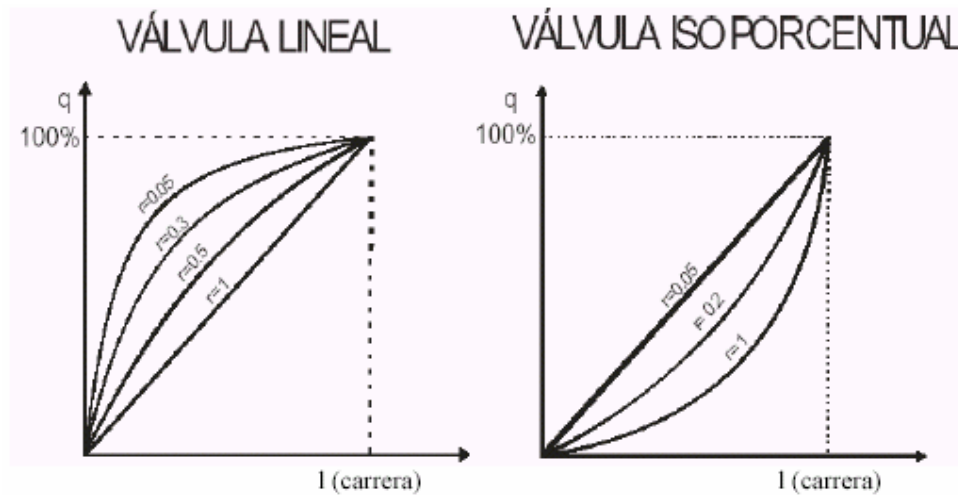
$$r = \frac{H_1}{H_1 + H_2}$$

Para cada valor de “r” puede construirse una curva característica efectiva que se apartará de la curva inherente y que coincidirá con ella cuando $r=1$, es decir, cuando la línea no absorbe presión y queda toda disponible para la válvula.

Se puede demostrar (Ver Nota 1) que se puede relacionar las características explícitas con las inherentes a través de “r”:

$$q_e = \frac{1}{\sqrt{1 - r + \frac{r}{q_i^2}}} \quad \text{Siendo } q_e \text{ el caudal efectivo y } q_i \text{ el inherente}$$

Ahora bien, si graficamos el caudal efectivo o instalado en función de la carrera, teniendo en cuenta ahora el valor de “r”, veremos que a medida que éste disminuye una válvula lineal tiende a ser de apertura rápida – no deseada a los efectos del control regulatorio - y una válvula isoporcentual a su vez tiende a comportarse como una lineal – que es lo deseado.



Estas familias de curvas son fáciles de obtener a partir de las expresiones de los respectivos caudales inherentes y la expresión que relaciona los caudales efectivos con los inherentes a través de distintos valores de “r”, recordando que:

Caudal Inherente para válvulas lineales: $q_i = k * l$

Caudal Inherente para válvulas isoporcentuales: $q_i = \frac{1}{R} * R^l * q_{m\acute{a}x}$

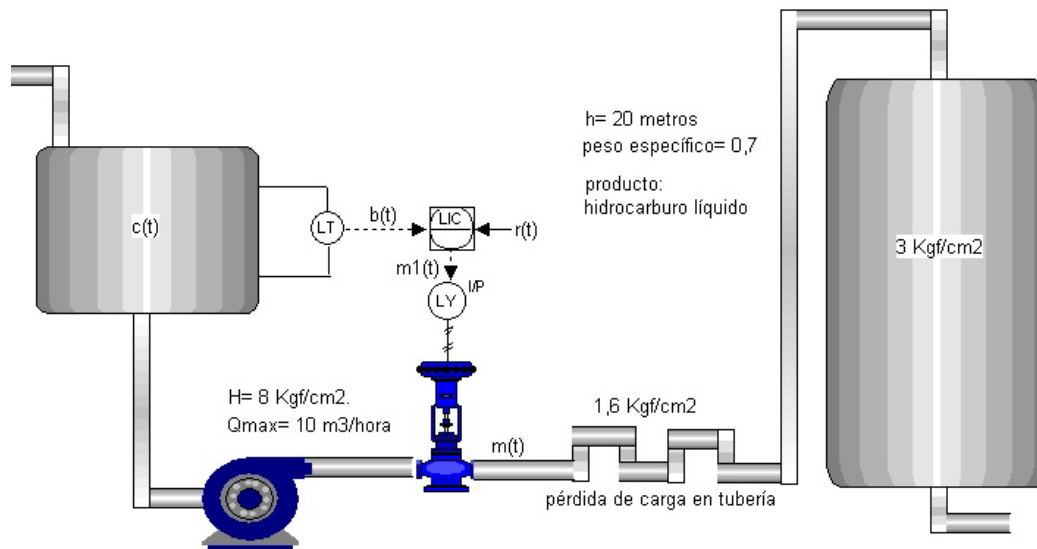
Un criterio más o menos aceptado para la selección de válvulas de control es el siguiente:

- Si $r \geq 0,50 \Rightarrow$ se selecciona una válvula lineal.
- Si $0,35 < r < 0,50 \Rightarrow$ la selección debe ser evaluada teniendo en cuenta otras consideraciones tales como : capacidad de evacuación en la emergencia, etc.
- Si $r \leq 0,35 \Rightarrow$ se selecciona una válvula isoporcentual.

CONCLUSIÓN: Vemos que a medida que la pérdida de carga disponible para la válvula disminuye y por lo tanto aumenta la pérdida de carga en la tubería, r se hace más pequeño y con ello la válvula lineal se aproxima a una quick-opening y la válvula isoporcentual a una lineal.

Nota 1: para los interesados en conocer el desarrollo de la expresión anteriormente expuesta, se les sugiere la consulta del libro Instrumentación Industrial de Antonio Creuss de Editorial Marcombo.

Ejemplo 1- sea la instalación siguiente:



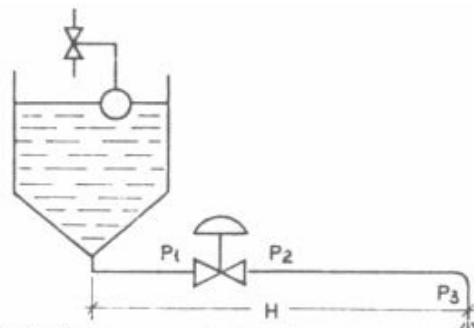
$$H_2 = (1,6 + \frac{20}{10} \cdot 0,7 + 3) \text{ Kgs} / \text{cm}^2 = 6 \text{ Kgs} / \text{cm}^2$$

$$r = \frac{H_1}{H} = \frac{H - H_2}{H} = \frac{(8 - 6) \text{ Kgs} / \text{cm}^2}{8 \text{ Kgf} / \text{cm}^2} = 0,25$$

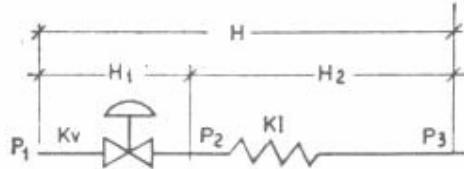
$$r \leq 0,35 \Rightarrow \text{se selecciona una válvula isoporcentual.}$$

Es importante destacar que de haber seleccionado una válvula lineal, la misma se habría comportado como una de apertura rápida y el sistema de control tendría un pobre desempeño, con riesgo de tornarse todo o nada.

Ejemplo 2 – Sea la instalación siguiente: es un caso simple de presión de envío constante provisto tanque en altura con reposición automática de nivel.



Cuyo circuito equivalente es:



Si $H = 10 \text{ Kgf/cm}^2$ y las pérdidas en la tubería $H_2 = 4 \text{ Kgs/cm}^2$,
luego:

$$r = \frac{H_1}{H} = \frac{H - H_2}{H} = 0,6$$

$r \geq 0,50 \Rightarrow$ se selecciona una válvula lineal.

Notar en este ejemplo que no hay alturas ni contrapresiones a vencer.

3.1) Criterios adicionales de selección: A manera de pauta general, se puede decir que se usarán válvulas:

3.1) Isoporcentuales para:

- a) Procesos rápidos.
- b) Cuando la dinámica del sistema no se conoce muy bien.
- c) Cuando se requiere alta rangeabilidad.

3.2) Lineales para:

- a) Procesos lentos.
- b) Cuando más del 50 % de la caída de presión del sistema cae en la válvula.

3.3) Quick-opening o apertura rápida para:

- a) Control on-off.
- b) Cuando la máxima capacidad de la válvula debe ser obtenida rápidamente.

Para finalizar se puede decir que en la mayoría de los casos las válvulas más usadas son las del tipo isoporcentual, con menos frecuencia las lineales y rara vez las de apertura rápida. Respecto de esta última

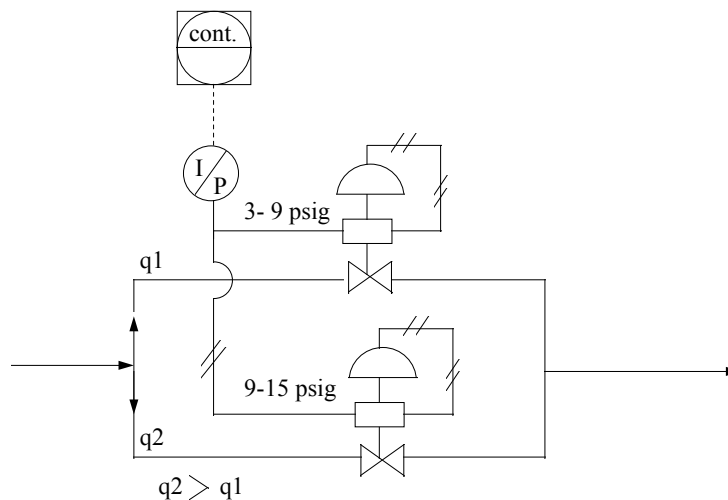
Se puede agregar que no es una válvula con buen desempeño para controlar un lazo dado, la explicación surge de examinar su curva inherente, si bien entrega mucho caudal en los rangos bajos de su carrera, luego (el 75% del recorrido restante) mayores incrementos en la carrera casi no tienen incidencia para obtener un mayor caudal, esto provoca que su capacidad de regulación sea muy pobre.

COMENTARIO FINAL SOBRE LA RANGEABILIDAD: En párrafos anteriores hemos definido y empleado la rangeabilidad para poner el caudal inherente en función de la misma, sin embargo la expresión que define su concepto y su uso va más allá del mero empleo matemático. Esto es que, a veces los requerimientos de proceso solicitan una relación de caudales mínimos y máximos que exceden los que una sola válvula puede dar.

La solución a tal problema está en el uso de dos válvulas en una disposición de control conocida como de **gama partida**.

La figura siguiente muestra el arreglo mencionado. El posicionador de la válvula más pequeña se calibra para que haya una carrera completa para una entrada de señal entre 3 a 9 psi y el posicionador de la válvula más grande debe calibrarse para que haya una carrera completa con una señal de entrada entre 9 a 15 psi.

Claramente se ve que cuando la válvula pequeña está dejando pasar el máximo caudal empieza a abrir la mayor y viceversa, el cierre comienza por ésta última para luego continuar con la menor.



4) DIMENSIONAMIENTO DE VALVULAS DE CONTROL

4.1) Introducción:

Dimensionar una válvula de control es seleccionar correctamente el diámetro del orificio que permita el pasaje del caudal necesario. El correcto dimensionamiento proveerá un mejor funcionamiento de la válvula reguladora y consecuentemente, que el lazo de control cumpla su objetivo de manera eficaz. Masoneilan en 1944 introdujo el concepto de C_V o K_V con la intención de normalizar el cálculo de dimensionamiento.

Por definición, el C_V es el caudal de agua a 60 °F en gal/min que pasa a través de la válvula ensayada completamente abierta y provoca una pérdida de carga de 1 psi.

Mientras que, por definición, el K_V es el caudal de agua a 15 °C en m^3/h que pasa a través de la válvula ensayada completamente abierta y provoca una pérdida de carga de 1 kg/cm^2 .

$$1 K_V = 0,86 C_V \quad \text{y} \quad 1 C_V = 1,16 K_V$$

Munidos con todos los datos requeridos para una aplicación determinada, la idea es encontrar el diámetro de la válvula que se corresponda con el C_V calculado o el inmediato superior, de acuerdo a una **Tabla** que emplearemos a tal efecto.

4.2 Desarrollo:

El punto de partida para un mejor entendimiento se hará con los fluidos incompresibles, luego extendernos y mencionar las expresiones propias para gases y vapor. Para éste dos últimos casos no habrá un desarrollo teórico (el cual está brillantemente tratado en la obra de A. Creuss), pero las expresiones mostrarán de qué forma intervienen los datos requeridos y mencionados en el punto anterior.

Un fluido a través de la válvula de control sigue las mismas leyes de conservación de masa y energía como la expresada en la mecánica de los fluidos.

Los **líquidos** son incompresibles; cuando estos pasan a través de una restricción en la cañería deben aumentar su velocidad.

La energía para este aumento de velocidad debe ser tomada de la energía disponible como presión del fluido. Luego de la vena contracta el fluido comienza a frenarse y parte de la energía de presión antes de restricción se recupera. La parte no recuperada se debe a pérdidas por energía de fricción.

Despreciando las pérdidas por fricción, el Principio de conservación de energía (Teorema de Bernoulli) nos da:

$$v_2^2 - v_1^2 = 2gh$$

Donde:

- v_2 es la velocidad en el área inmediatamente anterior a la restricción en m/segundo.
- v_1 es la velocidad en el área previa a la restricción en m/segundo.
- $h = (\Delta p_v)$ diferencia de presión entre antes y después de la restricción, medida en metros de columna de agua.

Dado que $v_2^2 \gg v_1^2$, y teniendo en cuenta el factor de resistencia adimensional β , la expresión anterior queda:

$$v_2 = v = \beta \cdot \sqrt{2gh}$$

Y si tenemos en cuenta el área A de la restricción y dado que $Q = v \cdot A$, resulta que:

$$Q = v \cdot A = A \cdot \beta \cdot \sqrt{2gh}$$

Si A se expresa en m^2 y v en m/segundo el caudal Q resulta m^3 /segundo

$$\text{pero } h(m) = \frac{\Delta p_v (Kgf/cm^2)}{\gamma (Kgf/dm^3)} = \frac{H_1}{\gamma}$$

Reemplazando, arreglando la expresión de forma tal que el caudal quede en m^3 / hora y reagrupando las constantes, se tiene que:

$$Q = A \cdot \beta \cdot 3600 \cdot \sqrt{2g} \cdot \sqrt{\frac{H_1}{\gamma}}$$

Si ahora definimos una nueva constante que contenga a todas las previas:

$$K_v = A \cdot \beta \cdot 3600 \cdot \sqrt{2g}$$

Estando la válvula totalmente abierta, el caudal resultará el máximo posible, por lo que expresión final será:

$$Q_{\max} = K_v \cdot \sqrt{\frac{H_1}{\gamma}}$$

ó

$$K_v = Q_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{H_1}}$$

Para entender ésta última expresión, hay que tener en cuenta la definición de K_v , ya que en ese caso, el cociente bajo la raíz cuadrada vale 1 y por lo tanto el Q_{\max} , depende únicamente de las características propias de la válvula y no de las condiciones de proceso.

Ahora cuando la válvula se instala, el valor de dicho K_v ya no dependerá sólo del Q_{\max} sino también de H_1 y γ .

Ejemplo 3: tomando los datos del proceso del ejemplo 1, se tiene que :

$$K_v = 10 \frac{m^3}{h} \cdot \sqrt{\frac{0,7 \text{ Kgf} / dm^3}{2 \text{ Kgf} / cm^2}} = 5,91$$

$$C_v = 5,91 \cdot 1,16 = 6,85$$

Con el valor de C_v , debe ingresarse a la Tabla para determinar cuál es el diámetro más conveniente a seleccionar, que en este caso resulta de 1 pulgada:

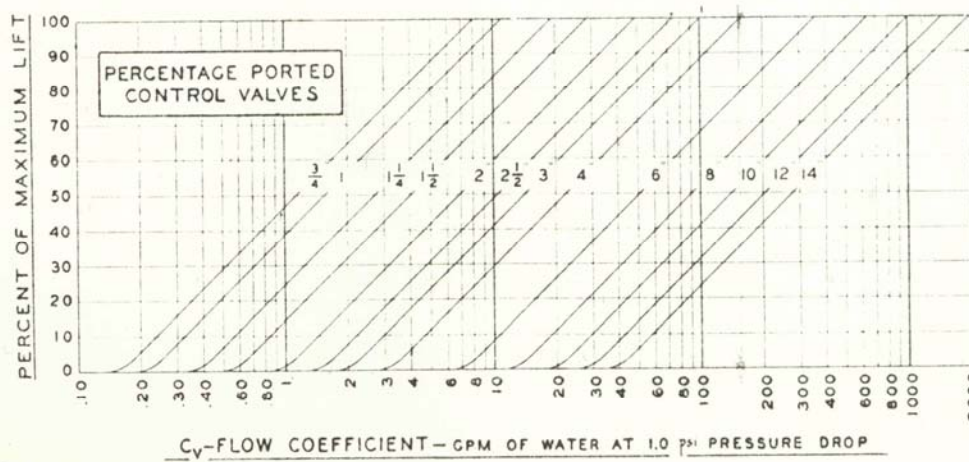


Fig. 1

Nota: cuando se reemplaza el caudal máximo en m³/h , el peso específico en Kg/dm³ y la presión H₁ de caída en la válvula en Kg/cm², existe una primera impresión de no coherencia de las unidades, para ello se recuerda que el reagrupamiento de las constantes no adimensionales “encierran” las unidades que dan coherencia a la expresión final calculada de KV.

4.3) Dimensionamiento para fluidos compresibles (gases y vapores).

Los líquidos al ser incompresibles no varían su densidad a través de la válvula, en cambio los gases o vapores se expanden al caer la presión y por lo tanto su densidad decrece al pasar por la válvula.

En nuestro estudio nos limitamos al desarrollo de Kv para líquidos, expresamos a continuación y sin demostración las propias para gases y vapores (extraídos del manual de cálculo de la firma Foxboro y en términos de Cv):

Para gases:

$$C_v = 0,00259 \cdot Q_{m\acute{a}x} \cdot \sqrt{\frac{T_f \cdot \gamma}{H_1}}$$

Donde:

T_f: Temperatura del caudal en °K

W: Kg/hora

Para vapor de agua:

$$C_v = \frac{0,0037 \cdot W}{\sqrt{H_1}}$$

Estas dos últimas expresiones son orientativas, ya que pueden variar de fabricante en fabricante y atentos a las condiciones de caudal, en este punto es conveniente citar a los autores Smith y Corripio en su libro Control Automático de Procesos:

“Utilización del C_v con gas y vapor de agua: Las diferencias más importantes entre fabricantes se encuentran en las ecuaciones de dimensionamiento para fluidos compresibles y surgen a raíz del modo en que se expresa o considera el fenómeno de flujo crítico en las ecuaciones.

El flujo crítico es la condición que se presenta cuando el flujo no es función de la raíz cuadrada de la caída de presión en la sección de la válvula, sino únicamente de la presión de entrada a la válvula. Este fenómeno ocurre después de que el fluido alcanza la velocidad del sonido en la vena contracta.

Cuando el fluido se encuentra en la condición de flujo crítico, los decrementos o incrementos en la presión de salida no afectan al flujo, sino únicamente a los cambios en la presión de entrada”.

En general los fabricantes brindan 2 expresiones distintas para el cálculo del C_v (o K_v) según se esté en condición subcrítica o crítica, las mencionada más arriba corresponden al primer caso.

4.4) Otros Datos necesarios a tener en cuenta:

Al momento de especificar una válvula de control, deberá considerarse además:

- a) Propiedades físicas, dependiendo de fluidos líquidos, gaseosos o vapor de agua, tales como:

* Viscosidad *Densidad * Peso específico * Densidad relativa
* Presión de vapor * Peso molecular * Calores específicos * Otros

- b) De instalación:

* Diámetro de la cañería donde se instalará
* Corrosión * Erosión * Otros tipos posibles de ataque

c) De la válvula:

- * Serie de la brida (150, 300, etc.) en función de la presión y temperatura de operación
- * Rangeabilidad

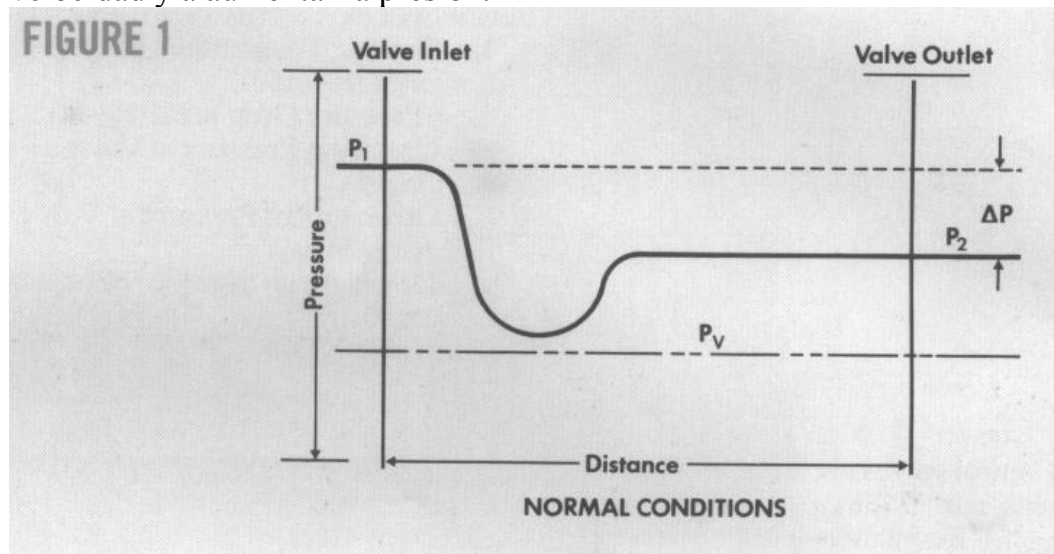
5) FLASHING Y CAVITACIÓN

5.1) Introducción.

Estos fenómenos pueden tener efectos significativos sobre la operación de la válvula y sobre el procedimiento de **dimensionamiento**.

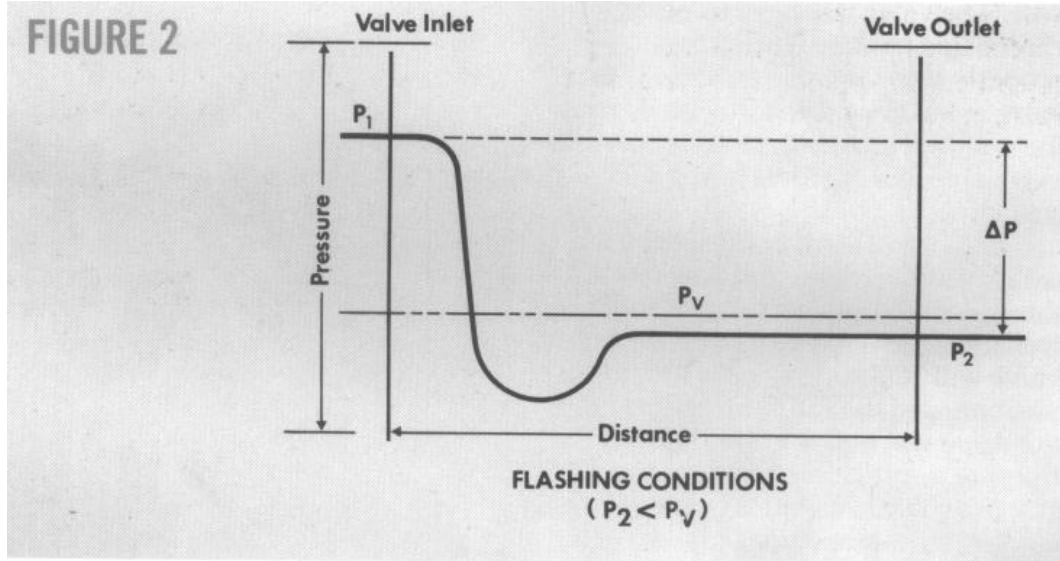
Para mantener un Q constante en las inmediaciones de la restricción la velocidad debe incrementarse conforme disminuye el área. La velocidad se alcanza en un punto inmediatamente posterior al área mínima, o sea, en el puerto de salida de válvula considerada. Ese punto es conocido como vena contracta y le corresponde el punto de mínima presión.

Luego de la vena contracta, el líquido comienza a disminuir su velocidad y a aumentar la presión.



Cuando dicha recuperación es menor que la presión de vapor P_v del líquido en cuestión, parte de él comienza a vaporizarse (flashing), lo que

tiende a provocar serios daños en el obturador y en el asiento por los efectos de **erosión**.



Además del daño físico, la vaporización instantánea tiende a hacer disminuir el Q dado que las burbujas entorpecen el paso del líquido y pueden llegar incluso a bloquearlo (choked flow). Por lo que un aumento de Δp no se verá correspondido con un aumento de caudal.

IMPORTANTE:

Lo dicho en el párrafo anterior significa claramente que ya no se cumple la expresión fundamental empleada para el cálculo del K_v :

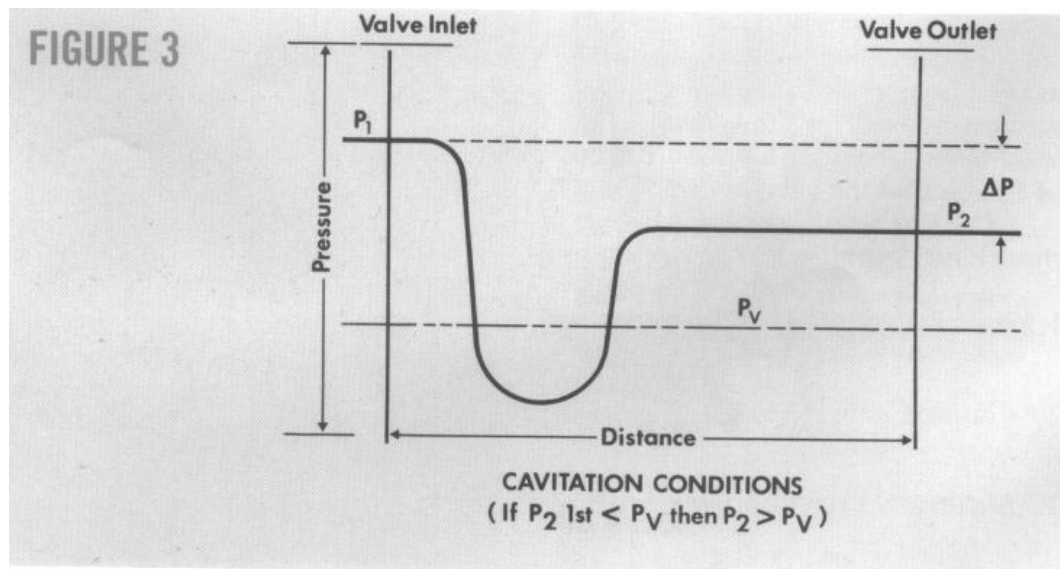
$$Q_{m\acute{a}x} = K_v \cdot \sqrt{\frac{H_1}{\gamma}} \quad \Rightarrow \quad K_v = Q_{m\acute{a}x} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{H_1}}$$

5.2) Expresiones representativas del fenómeno : Es importante conocer el $\Delta p_{m\acute{a}x}$ a partir del cual no hay un incremento del caudal Q , como también así, la zona de transición que comienza en $\Delta p_{PERMANENTE}$, según se observa en el gráfico anterior.

Distintos fabricantes han encontrado diferentes expresiones para describir la función y luego, las han incorporado a sus programas de cálculo a efectos de prevenir en la corrida de los mismos la posible ocurrencia de flashing y también de la posible y posterior cavitación.

Las válvulas mariposas (como en la mayoría de las rotatorias) tienen características de recuperación alta, en cambio las de vástago de desplazamiento lineal tienen características de recuperación baja dado que la trayectoria del fluido es más tortuosa que en las primeras y por lo tanto la caída de presión del líquido es mayor, y en consecuencia tienen menor capacidad para la recuperación de presión.

5.3) Cavitación: Si la recuperación de la presión es suficiente para elevarse por encima de la presión de vapor del líquido, entonces las burbujas empiezan a implotar, y se produce el fenómeno de la cavitación.



La energía liberada en la implosión (pueden llegarse a producir presiones localizadas alrededor de la implosión del orden de las 100.000 atm.) va carcomiendo las paredes internas de la válvula, y puede escucharse por los internos de la válvula un sonido como si fluyera arena cuando la cavitación es incipiente y un sonido a piedras rodando cuando la cavitación es severa.

La cavitación puede también obstruir el caudal (choked flow) y es causante de severos daños a los internos por lo que algunos fabricantes ofrecen válvulas anticavitación consistente diseños especiales en los internos del cuerpo de la válvula.



Daños provocados por flashing a un obturador



Idem por cavitación

6) POSICIONADORES: Es un dispositivo semejante a un controlador solo proporcional y su función es comparar la señal de salida del controlador con la posición del vástago de la válvula, la cual se asegura mediante una realimentación mecánica, entre el vástago y el posicionador.

Si el vástago no está en la posición indicada por el controlador, con el posicionador se añade o elimina aire del actuador de la válvula hasta que se logra la posición correcta.

El posicionador tiende a eliminar o al menos minimizar los efectos de:

- Retardo en los actuadores de gran capacidad.
- Fricción del vástago debido a la empaquetadura.
- Fricción debida a fluidos viscosos o pegajosos.
- Cambios en la presión en la línea de procesos donde está instalada la válvula.

Se recomienda el uso del posicionador cuando la respuesta del conjunto válvula-posicionador es mucho más rápida que el proceso mismo.

Otras ventajas que presenta el posicionador son:

- Se reduce la histéresis y mejora la linealidad.
- El piloto amplificador puede trabajar a presiones mayores que el de señal, o sea para m_1 variando entre 3 a 15 psi, m_2 variará entre 3 a 60 psi. Esto permite trabajar con fuerzas estáticas de fricción mucho mayores.
- Permite discriminar mayor cantidad de posiciones del vástago, incrementando su número de 50 a 200 aproximadamente.

- Finalmente y como aplicación **importante** permite trabajar en rango partido o sea m_1 de 3 a 15 psi y ajustando m_2 de la válvula pequeña para plena carrera entre 3 a 15 cuando m_1 varía entre 3 a 9 psi (parte baja) y m_2 de la válvula grande para plena carrera entre 3 a 15 psi cuando m_1 varía entre 9 a 15 psi (parte alta).

La figura siguiente muestra una válvula tipo globo con actuador neumático, comandado por un posicionador, el que se aprecia en un primer plano, merece observarse sobre el mismo, los 3 manómetros, el primero indica la presión de aire de alimentación, el segundo la presión de entrada $m_1(t)$ proveniente del controlador (ya sea neumático o electrónico, en este último caso mediante convertidor I/P) y el tercero la salida al actuador (extremo derecho), también se ve la realimentación mecánica mediante una varilla que vincula el vástago con el posicionador, ya que como se dijo anteriormente es un controlador proporcional cuya $c(t)$ es la posición exacta del vástago y el valor deseado o $r(t)$ es la señal $m_1(t)$ proveniente del controlador.



Profesor Titular: Ing. Alfredo Ernesto Puglesi
Profesor Adjunto: Ing. María Susana Bernasconi
JTP: Ing. Esther Bibiana Castiglione
Colaboró: Marcos Castagnolo