



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

"Problemas comunes debidos a  
altas velocidades en el control  
de Presión de Fluídos"

JUAN MANUEL ACEVEDO TELLO

1

INGENIERIA QUIMICA

- 1976 -



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CLAS. Test 11  
ADQ. 1976  
FECHA \_\_\_\_\_  
PROC. M-2

A mis Padres:

Sr. Juan Acevedo Martínez

Sra. Gabriela Tello de Acevedo



A mi Esposa:

Sra. Ma. De La Luz Mejía de Acevedo

A mis Hijos

Juan Manuel y Enrique

A mi Hermana:

Sra. Alba del Carmen

Acevedo de Salazar

A mi Asesor de Tesis:

Ing. Mayo Martínez Kahn

ANEXO II

PAGINA 1

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

"PROBLEMAS COMUNES DEBIDOS A ALTAS VELOCIDADES EN  
EL CONTROL DE PRESION DE FLUIDOS"

JUAN MANUEL ACEVEDO TELLO

INGENIERIA QUIMICA

1976

ANEXO II

PAGINA 2

PRESIDENTE: Prof. Octavio Figueroa Arechavaleta

VOCAL: Prof. José E. Galindo Fuentes

Jurado asignado originalmente SECRETARIO: Prof. Mayo Martínez Kahn  
Según el tema


1er. SUPLENTE: Prof. Claudio A. Martínez Aguilar

2do. SUPLENTE: Prof. Alberto de la Fuente Zuno


Sitio donde se desarrolló el tema:

Domicilio particular del sustentante y oficina

Sustentante:

  
Juan Manuel Acevedo Tello

Asesor del Tema:

  
Ing. Mayo Martínez Kahn

PROBLEMAS COMUNES DEBIDOS A ALTAS VELOCIDADES  
EN EL CONTROL DE PRESION DE FLUIDOS

CAPITULOS:

- I      INTRODUCCION
- II     GENERALIDADES SOBRE EL CONTROL DE FLUIDOS
- III    PROBLEMAS COMUNES EN VALVULAS QUE OPERAN CON  
ALTAS CAIDAS DE PRESION
- IV    PLANTEAMIENTO Y ANALISIS DE DIVERSAS SOLUCIONES  
QUE SE HAN DESARROLLADO
- V     PREDICION DEL RUIDO EN VALVULAS DE CONTROL Y  
SUS RELACIONES CON LA VELOCIDAD DEL FLUIDO
- VI    APLICACIONES BASICAS AL CONTROL DE VELOCIDAD  
EN ELEMENTOS REDUCTORES DE PRESION
- VII   SINOPSIS

## I N D I C E

Página:

Introducción	1
Generalidades Sobre el Control de Fluídos	3
Válvulas	11
Problemas Comunes en Válvulas de Control	20
Control Errático	23
Ruido en Válvulas de Control	27
Expansiones Joule-Thompson	28
Planteamiento y análisis de Diversas Soluciones	32
Válvulas Especiales	35
Predicción de Ruido y Relación con la Velocidad del Fluido	45
Tiempo Máximo de Exposición en Función del Nivel de Ruido	48
Efecto Combinado de la Exposición a diferentes Niveles de Ruido	49
Parámetros Entre Ruido y La Velocidad del Fluido	51
Métodos de Cálculo del Nivel de Ruido en Válvulas de Control	53
Flujo en Tuberías	65
Flujo en Válvulas de Control	70
Aplicaciones Básicas al Control de velocidad en Elementos	
Reductores de Presión	78
Ejemplo para el Cálculo de Ruido en Válvulas de Control	79



Página:

Diseño de Válvulas de Control en Función del Nivel de Ruido	81
Aplicaciones	87
Sinopsis	91
Bibliografía	96

## INTRODUCCION

El desarrollo de la tecnología química actual requiere la solución de muy diversos problemas de variadas especies y no solo el diseño fundamental de un proceso. Muchos de esos problemas se manifiestan en los elementos auxiliares y pueden ser de carácter mecánico, eléctrico, etc.

El objeto de esta tesis es el análisis de los problemas que se presentan en los elementos finales de control de fluidos ocasionados por velocidades altas así como de diversas soluciones que tratan de superarlos.

Dentro de las diversas operaciones que se realizan en la industria, en el manejo de fluidos encontramos comunmente la necesidad de control de presión, temperatura y flujo; variables que se encuentran ligadas a diversas operaciones unitarias como son transferencia de calor, masa y cantidad de movimiento.

El control de presión de un fluido, es una de las variables que con mayor frecuencia se encuentra en las operaciones unitarias que pueden realizarse dentro de un proceso; pero en igual forma, los problemas que encierra el control de esta variable pueden alcanzar magnitudes de primordial importancia tanto dentro de proceso mismo tales como una mala regulación o tiempos muertos, o bien problemas de seguridad industrial y baja eficiencia del personal. Estos problemas se agudizan y llegan a situaciones críticas cuando una válvula de control se opera con altas caídas de presión, en donde la velocidad del fluido llega a velocidades de tipo sónico provocando los más serios problemas.

La justificación económica del empleo de elementos especiales para la supe  
ración de estos problemas, puede no ser vista fácilmente ya que con frecuen  
cia se analizan precios y no costos; como ocurre con las válvulas de control,  
en donde se puede caer en un continuo mantenimiento sin buscar una verda-  
dera solución desde un punto de vista de ingeniería.

Aun más difícil es lograr una justificación cuando se pretende eliminar el -  
problema de niveles de ruido altos en válvulas de control; teniendo como ba  
se la seguridad del personal o con el fin de controlar la contaminación am--  
biental.

## CAPITULO II

### GENERALIDADES SOBRE EL CONTROL DE FLUIDOS

La transferencia de masa y energía en las operaciones unitarias pueden -- ocurrir en forma individual o bien en forma simultánea. En el manejo y -- control de fluidos la transferencia ocurre mediante mecanismos de trans -- porte laminar, turbulento y de transición de la propiedad o propiedades de -- que se trate; encontrándose en forma frecuente en la industria de procesos -- químicos el transporte de tipo turbulento como predominante, pero siem -- pre estará presente una zona en que debido a bajas velocidades de difusión -- la transferencia sea de tipo laminar y entre estas zonas una con régimen -- de transición.

El transporte turbulento se debe al movimiento errático de paquetes de mo -- léculas, a pesar de que la transferencia de la propiedad del fluido como un -- todo se manifieste en el sentido de mayor a menor concentración de la pro -- piedad.

De acuerdo con los experimentos de Osborne Reynolds la velocidad media -- de un fluido está en función directa con la velocidad de transferencia, es -- decir la actividad de los paquetes de moléculas se incrementa con el incre -- mento de la velocidad del fluido. El perfil de la velocidad de punto de un -- fluido que fluye en forma turbulenta se ve afectado por incrementos de ve -- locidad teniendo desde la forma parabólica hasta aproximarse a un flujo ta -- ponado.

De estas observaciones se derivan las ecuaciones de Von Kármán para las tres regiones en donde el flujo tiene diferente comportamiento de acuerdo con la velocidad del fluido. Las velocidades de punto se correlacionan en términos de la tensión de la pared que limita al fluido, de la geometría, de la densidad y de la viscosidad.

A partir de las ecuaciones de Von Kármán es posible obtener información para la distribución de velocidades, pero desde el punto de vista teórico no proporcionan un análisis completo para todos los puntos requeridos al observar los mecanismos de transferencia.

En un ducto circular la pared fronteriza es capaz de transmitir calor o masa a la corriente que fluye y si la concentración de la propiedad transferente en la pared es significativamente alta, mayor que en la corriente principal del fluido, entonces se fijará un gradiente en la pared y la transferencia tendrá lugar en el fluido. Una vez que la operación llega al estado estable, los gradientes de concentración en las diversas funciones de la corriente del fluido serán de la siguiente manera:

El gradiente transversal a la subcapa laminar es grande, poseedor de la mayor parte de la diferencia de concentración entre la pared y el centro del fluido que tiene lugar transversal a la subcapa laminar, la que es muy delgada.

La transferencia molecular tiene lugar a través de esta capa con la proporción dependiente del gradiente y de la difusión molecular. El gradiente transversal a la región de transición es considerablemente menor que el de la sub

capa laminar con menor diferencia de concentración de la propiedad. El movimiento de los trozos tiende a transportar algo de la propiedad mediante un proceso de mezclado de masa, hacia la capa turbulenta. Además puesto que se encuentra presente un gradiente, parte de la propiedad se transfiere mediante un mecanismo de transporte molecular.

El gradiente a través de la capa turbulenta es muy pequeño comparado con el de la región de transición, se tendrá cierta transferencia, puesto que existe el mecanismo de transporte molecular, pero la mayor parte del transporte ocurrirá mediante mezcla física de masa. Cualquier propiedad que pase a través de la región de transición circulará rápidamente en toda la corteza turbulenta. La circulación rápida tiende a evitar el establecimiento de un gradiente y el gradiente pequeño reduce la cantidad de transferencia que puede ocurrir por transporte molecular.

De las experiencias anteriores se llega a una ecuación general para la transferencia en un régimen turbulento en términos de difusibilidad de los paquetes y propiedad transferente.

$$F = - ( D + E ) \frac{dc}{dx} \quad ( 2 - 1 )$$

dónde:

D es el factor de difusión de la propiedad transferente

E es la difusión de los trozos o paquetes de moléculas

"c" es la concentración de la propiedad con relación a la distancia radial "x"

F es el flujo de la propiedad para cualquier valor "x"

La transferencia de la propiedad no es totalmente instantánea, lo cual se aprecia por la existencia de un pequeño gradiente  $dc/dx$  en la corteza turbulenta. Este gradiente indica que hay operando en forma paralela una transferencia debido a un transporte molecular.

Los mecanismos individuales que están operando en cada posición radial se han tratado de describir para un estado estable, pero no es posible que las ecuaciones derivadas tengan una aplicación al diseño, dadas las variables que operan cuya cuantificación es difícil por lo que se han desarrollado funciones más sencillas en términos de dimensiones globales, velocidades medias y propiedades físicas del sistema, que son resultado de la integración entre fronteras de ecuaciones que describen condiciones de punto. A estas condiciones globales obtenidas se le ha llamado coeficientes de transferencia, los que se han obtenido mediante métodos de análisis dimensional o bien mediante el análisis de mecanismo-relación, basados en variables mensurables tales como velocidad, difusión, distancias.

En la geometría cilíndrica la ecuación general de transporte podemos integrarla modificando adecuadamente el gradiente:

$$F = - ( D + E ) \frac{dc}{dr} \quad ( 2 - 2 )$$

La ecuación anterior muestra que el flujo de la propiedad transferente es lineal con el radio por lo que podemos escribirla como:

$$F_1 \left( \frac{r}{r_1} \right) = -(D + E) \frac{dc}{dr} \quad (2-3)$$

en donde:

$F_1$  es el flujo en la frontera

$r_1$  es el radio a la frontera

$r$  es cualquier posición radial

Considerando un estado estable ( invariable con el tiempo) la ecuación

( 2 - 3 ) puede ser expresada:

$$F_1 \int_0^{r_1} \frac{rdr}{(D + E)} = -r_1 \int_{c_0}^{c_1} dc \quad (2-4)$$

En donde  $c_0$  y  $r = 0$  son las condiciones en el centro del cilindro;  $c_1$  y  $r_1$  son las condiciones en la pared.

De donde:

$$F_1 \int_0^{r_1} \frac{rdr}{(D + E)} = -r_1 [c_1 - c_0] \quad (2-5)$$

si hacemos que:

$$Y = \frac{c_1 - \bar{c}}{c_1 - c_0} \quad (2-6)$$



en donde Y es la relación entre la diferencia de concentración de la propiedad transferible de la pared y el valor medio del fluido a la diferencia máxima entre la pared y el centro. El coeficiente Y es una función de distribución de c con la posición.

Por lo que podemos escribir:

$$F_1 \int_0^{r_1} \frac{r dr}{(D+E)} = -r_1 [c_1 - c_0] = -\frac{r_1}{Y} (c_1 - \bar{c}) \dots (2-7)$$

y además

$$F_1 \int_0^{r_1} \frac{r dr}{(D+E)} = \frac{F_1}{(D+E)} \int_0^{r_1} r dr \quad (2-8)$$

integrando entre límites la ecuación (2-8) tenemos

$$\frac{F_1}{(D+E)} \int_0^{r_1} r dr = \frac{F_1 r_1^2}{(D+E)} \quad (2-9)$$

Substituyendo la ecuación (2-9) en (2-7) y si además hacemos que  $r_1$  sea igual a  $d/2$  obtenemos

$$F_1 = -\frac{(D+E)}{Yd} (c_1 - \bar{c}) \quad (2-10)$$

La ecuación anterior puede escribirse como una ecuación de cambio, -  
multiplicando por  $A_1$

$$(FA)_1 = - \frac{4(D+E)}{Y_d} (c_1 - \bar{c}) A_1 \quad (2 - 11)$$

El coeficiente de transferencia puede definirse como:

$$Z = - \frac{4(D+E)}{Y_d} \quad (2 - 12)$$

lo cual transforma a la ecuación ( 2 - 11 ) a:

$$(FA)_1 = Z (c_1 - \bar{c}) A_1 \quad (2 - 13)$$

o también

$$(FA)_1 = \frac{(c - \bar{c})}{1} \frac{1}{(ZA_1)} \quad (2 - 14)$$

La integración del gradiente en la ecuación diferencial da como resultado el término  $(c - \bar{c})$ , y la velocidad de transferencia es proporcional a - este término llamándose fuerza directora o potencial de transferencia. El denominador  $(1/ZA)$  se llama resistencia a la transferencia.

La ecuación ( 2-14 ) puede escribirse como:

$$\text{Velocidad de transferencia} = \frac{\text{Fuerza Directora}}{\text{Resistencia}}$$

la manera en que se ha definido el coeficiente de transferencia, lo muestra como una función compleja de transferencia para mecanismos moleculares y turbulentos de la distribución de la concentración para la propiedad transferente, como se indica por "Y" y de la geometría del sistema, también es una función de las características del flujo del sistema debido a la difusibilidad media (E) de los trozos que dependen del comportamiento del flujo.

Los principios sobre conservación de la energía son aplicados a la solución práctica del problema relativo al manejo de fluidos. El comportamiento de un fluido real es bastante más complejo que el de uno ideal, las fuerzas entre las partículas del fluido y las paredes que lo limitan y aun entre las partículas mismas, resultan de la viscosidad del fluido real.

Las ecuaciones diferenciales parciales (Ecuaciones de Euler) que evalúan las características del flujo, no tienen soluciones globales.

Debe emplearse el resultado de experimentos y métodos semi-empíricos -- para resolver los problemas sobre el manejo de fluidos.

Como se ha mencionado anteriormente en los fluidos reales se presentan -- dos tipos de flujos estables, el laminar y el turbulento; contando cada uno -- con diferentes leyes que los gobiernan.

El flujo laminar con las partículas del fluido moviéndose en tramos rectos tiene una distribución de propiedades en forma de capas paralelas, las magnitudes de estas propiedades entre las capas adyacentes son diferentes. El flujo laminar es gobernado por leyes de esfuerzos cortantes proporcionales

a deformaciones angulares, por ejemplo la viscosidad, el gradiente de - velocidad, etc. la viscosidad del fluido bajo el régimen laminar es determinante y suprime cualquier tendencia hacia un régimen turbulento.

## V A L V U L A S

Entre las variables físicas susceptibles de control dentro del manejo de fluidos, en la mayoría de los procesos químicos están la presión, la temperatura y el flujo.

Entre los elementos para el control de fluidos encontramos las válvulas, las cuales no solo regulan el flujo o aíslan equipos, sino también pueden controlar presión y velocidad.

La tecnología actual ha implicado el desarrollo de una gran variedad de - tipos de válvulas a fin de poder cubrir los servicios para las que son re- queridas; pudiendo clasificarse de la siguiente manera:

a.) Por el tipo de configuración como:

Válvulas de compuerta

Válvulas de globo

Válvulas en ángulo

Válvulas de diafragma

Válvulas de bola

Válvulas de mariposa

Válvulas de no retorno

Válvulas de tres y cuatro vías

b ) Por la forma de operarse pueden ser:

Válvulas de operación manual

Válvulas de operación automática

Dentro de las válvulas de operación automática el elemento que hace actuar a la válvula puede ser de tipo neumático, hidráulico o eléctrico.

Por el tipo de acoplamiento a las líneas de tubería, las válvulas pueden tener conexiones de tipo roscable, bridadas o soldables. Las conexiones roscadas se utilizan normalmente para válvulas de pequeño diámetro; generalmente hasta para 37.5 milímetros y en donde la presión de operación no exceda de  $10.5 \text{ Kg/cm}^2$ . Las válvulas de conexiones bridadas y soldables se emplean generalmente a partir de 25 milímetros de diámetro y para presiones de operación arriba de  $10.5 \text{ Kg/cm}^2$ , utilizandose para muy altas presiones más frecuentemente las de tipo soldable.

Las válvulas de compuerta normalmente se emplean para operaciones de bloqueo y en donde se desea que la válvula provoque la mínima caída de presión en posición totalmente abierta. Como su nombre lo indica, consiste de una compuerta que se desliza en forma perpendicular con relación a la dirección del fluido ( Figura 2 - 1 )

Existen diseños para operar tanto en líquidos como en gases y vapores debido a su diseño, es el tipo de válvula para bloqueo más comunmente usada en tuberías de mayor tamaño por tener un precio menor.

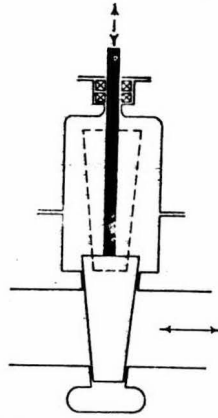


Figura 2 - 1

### Válvula de Compuerta

Las válvulas de tipo globo se emplean cuando es requerido controlar un flujo mediante el ajuste del área de paso, empleando un pistón que termina generalmente en una forma aproximadamente cónica figura ( 2 - 2 )

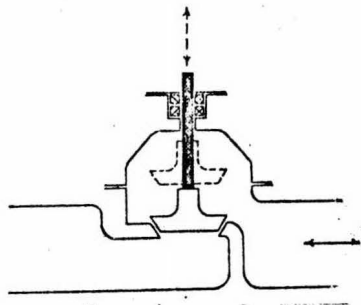


Figura 2 - 2

### Válvula de Globo

Pero existen una serie de diseños en el elemento que ajusta el area de flujo, que dependen basicamente del servicio para el cual se pretende cubrir; como se analiza en el capitulo siguiente.

Las válvulas tipo angulo son similares a las de tipo globo, con la diferencia de que además de poder controlar el flujo cambia su dirección en un ángulo de 90° combinando en esta forma el servicio de la válvula con el de un codo en angulo recto ( figura 2 - 3 ).

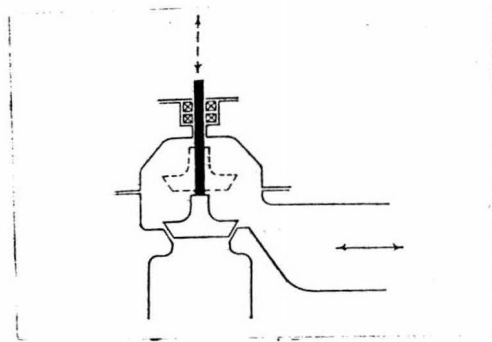


Figura 2 - 3

#### Válvula tipo Angulo

Las válvulas de diafragma se pueden utilizar para bloqueo y tambien para control de flujo. Son empleadas comunmente en fluidos con sólidos en sus pensión operando a bajas presiones, debido a que emplean un diafragma - el cual ajusta el área de flujo ( figura 2 - 4 )

Este diafragma es un elastómero que se fabrica en hule natural o sintético.

En las válvulas de bola el elemento que controla el área de flujo es una -

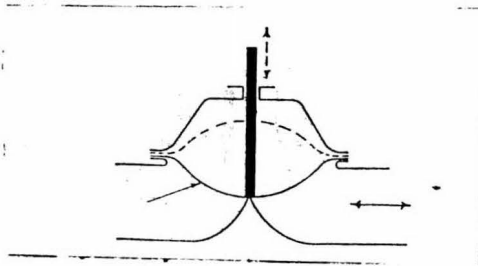


Figura 2 - 4

Válvula de Diafragma

esfera que cuenta con una perforación en el centro, ésta esfera tiene un movimiento de rotación en un plano paralelo al área de flujo y en esta forma la perforación con que cuenta puede quedar alineada con la dirección del fluido controlando el paso ( figura 2-5 )

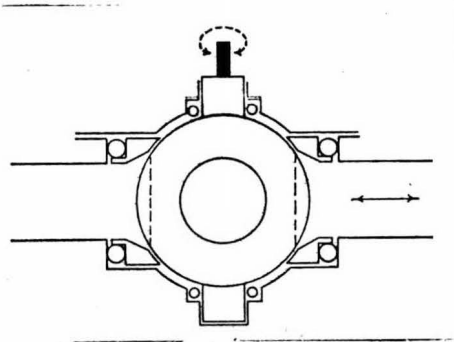


Figura 2 - 5

Válvula Bola



Las válvulas de tipo mariposa consisten de un elemento en forma de disco que es el que controla el área de flujo de la válvula al moverse en forma rotacional sobre un eje en ángulos que normalmente tienen un máximo giro de  $30^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$  y  $60^{\circ}$  ( figura 2 - 6 ).

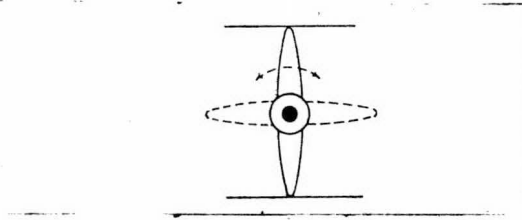


Figura 2 - 6

#### Válvula de Mariposa

Son válvulas que provocan relativamente bajas caídas de presión y ocupan poco espacio en las líneas de tubería. Debido al desbalanceo hidráulico a que está sujeto el disco, el par requerido para hacer operar la válvula ha provocado el desarrollo de una variedad de diseños tanto en la configuración del disco como en los asientos a base de algunos grados de curvatura tratando de compensar este desbalanceo, logrando una más fácil operación.

Las válvulas de no retorno tienen como finalidad permitir el paso del fluido en un solo sentido, lo cual puede representar serios problemas a los equipos que es necesario proteger, así como al proceso.

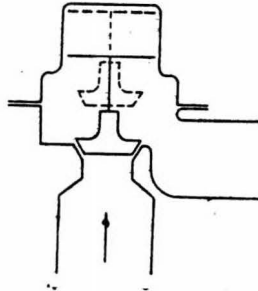


Figura 2 - 7

Válvula de no Retorno

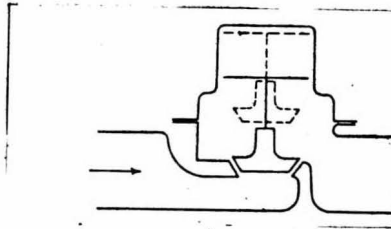


Figura 2 - 8

Su selección adecuada es básica debido a que en algunos casos puede no ser conveniente el que la válvula actúe y bloquee el fluido en forma inmediata ya que puede haber "flasheo" con la pérdida de presión a la entrada de la válvula provocando serios problemas.

Los materiales del cuerpo de las válvulas se fabrican en diversos materiales, siendo básicamente hierro fundido, acero al carbón, acero inoxidable y algunas aleaciones a base de cromo, molibdeno y níquel principalmente; dependiendo de la presión, temperatura y propiedades químicas del fluido a manejar.

Para las partes internas de las válvulas el problema relativo al empleo de materiales adecuados es bastante mayor, debido a que no solo es necesario cubrir los aspectos involucrados con las propiedades físicas y químicas del fluido; sino también los que se presentan por exigencias del servicio mismo como la hermeticidad, o bien, por cambios en la energía del fluido como la velocidad, o en sus propiedades físico-químicas, tales como los cambios de entalpía, etc.

La operación manual de una válvula se emplea normalmente en los puntos de un determinado proceso donde no se requiera un continuo control en el fluido y bajo condiciones no críticas, como por ejemplo, para bloqueo o aislar equipos.

El control automático es necesario donde se requiera un control continuo, a fin de obtener uniformidad de operación y en donde el tiempo de respuesta es de vital importancia; evitando que la operación pueda representar mal control para el proceso en sí.

En los procesos de control automático las válvulas son los elementos finales de control, siendo más comúnmente usadas las operadas neumáticamente para la mayoría de operaciones, aunque las de operación

eléctrica son empleadas para operación de bloqueo donde el tiempo de respuesta es crítico para el proceso.

Las de operación hidráulica son menos empleadas debido básicamente ---- a que el costo de operación es generalmente mayor.

Las válvulas automáticas que operan en condiciones de flujo intermitente -- requieren además de un elemento llamada posicionador, el cual manda ---- una señal al operador de la válvula para fijar la posición del pistón o ----- vástago que controla el área del flujo de la válvula.

### CAPITULO III

#### PROBLEMAS COMUNES EN VALVULAS QUE OPERAN CON ALTAS CAIDAS DE PRESION

La presión de un fluido es una de las variables más comunes sujetas a un control en la mayoría de los procesos industriales, esto puede efectuarse mediante el uso de una válvula de control reductora de presión; la cual puede ser considerada como un orificio con un área de paso ajustable en la que un vástago o tapón es el elemento que controla el área de flujo y consecuentemente el flujo mismo.

Tomando en consideración la ley de Torricelli que establece que un fluido pasando a través de un orificio convierte su energía potencial a cinética:

$$mgh = mV^2/2 \quad ( 3 - 1 )$$

donde

m es la masa

h es la altura del fluido con relación al orificio y

V es la velocidad del fluido

Cancelando "m" en ambos lados de la ecuación ( 3 - 1 ) obtenemos que

$$gh = V^2/2 \quad ( 3 - 2 )$$

o también

$$h = V^2/2g \quad ( 3 - 3 )$$

o también

$$V = \sqrt{2gh} \quad ( 3 - 4 )$$

Si sustituimos "h" por su equivalente relacionado con la diferencia de presiones existentes antes y después del orificio; es decir:

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\rho} \quad (3 - 5)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido.

Substituyendo la ecuación ( 3 - 5 ) en ( 3 - 4 )

$$V = \sqrt{2g ( P_1 - P_2 ) / \rho} \quad (3 - 6)$$

Podemos observar de la ecuación ( 3 - 6 ) que la velocidad de un fluido es estrictamente una función de la diferencia de presiones.

Por lo anterior se puede afirmar que cuando en una válvula de control se requiere reducir la presión de fluido, estará sujeta a los efectos de velocidad. Como puede apreciarse en las figuras 3 - 1, 3 - 2 y 3 - 3.

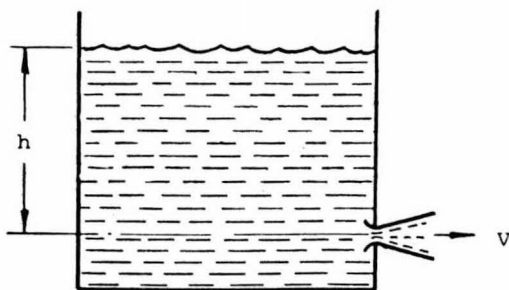


Figura 3 - 1

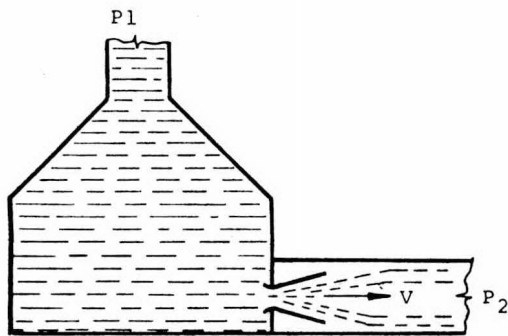


Figura 3 - 2

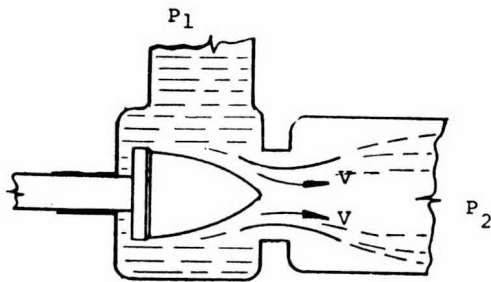


Figura 3 - 3

Se ha observado en términos generales que para el manejo de líquidos cuando la velocidad a la salida de la válvula reductora de presión es de

91.5 m/seg y para gases o vapores esta velocidad es de 0.4 Mach; se -  
presentan ya uno o la combinación de los siguientes problemas:

## CONTROL ERRATICO

El primero y más significativo es el que afecta el control ya que después de todo este es el propósito fundamental de una válvula en cualquier sistema.

Los problemas que afectan el control causados esencialmente por altas velocidades del fluido son dos:

El primero y más prevaeciente es el de erosión y es significativo en que se fracasa repetidamente al tratar de conseguir las características del flujo requeridas y la posibilidad de volverlo a interceptar con un mal -  
rendimiento a causa de una válvula dañada.

La erosión puede ser ocasionada por la plena abrasión o a la acción de lavado del fluido pasando a través de la válvula o bien a partículas arrastradas como en el caso de una catálisis. Entre más alta sea la velocidad, más rápida será la erosión. Este tipo de erosión es fácilmente reconocible por la apariencia del desgaste siempre liso y en una sola dirección -  
en las partes dañadas. La erosión por abrasión se presenta frecuentemente en válvulas que fugan cuando éstas operan en condiciones de bloqueo.

El segundo tipo de erosión es aquel que se debe a la cavitación.

Tomando en cuenta nuevamente la ley de Torricelli la cual establece que un líquido que está pasando a través de un orificio pierde su energía -



Potencial y gana una cantidad equivalente en energía cinética, lo cual - puede expresarse como la diferencia de presiones es convertida a velo - cidad. Si la transferencia es lo bastante grande para reducir la presión - estática del fluido y llegar a su presión de vapor, una vaporización ocurri - rá en el área de mayor velocidad. En el caso de una válvula esto sucede - donde se encuentra la máxima restricción de área, comunmente llamada - garganta.

Debido a las resistencias que se oponen al fluido la energía cinética es -- nuevamente convertida a energía potencial, pero dadas las pérdidas por -- turbulencias; esto es a un bajo potencial como se indica en la figura ---- 3 - 4 o simplemente la velocidad es convertida nuevamente a presión -- y si la presión es mayor que la presión de vapor de fluido ocurrirá una - condensación instantánea.

La mecánica de estas condensaciones instantánea y los daños que causan - son muy complejos; se puede mencionar que se han calculado que ejercen esfuerzos en las superficies que ocurren, mayores de  $35,000 \text{ Kg/cm}^2$ ; --- esto puede explicar el daño que por cavitación puede destruir una válvula en unas horas.

Otro problema que afecta al control con origen en la velocidad, es un ---- fenómeno dinámico que causa efectos sobre el flujo; estos efectos son dos: El primero se presenta cuando el fluido al pasar por el tapón de la ----- válvula ejerce presiones asimétricas a su alrededor, con ángulos de  $90^\circ$  con respecto a su eje causando deflexiones que alteran las características de flujo y como resultado de las cargas laterales, siendo esto debido a ---

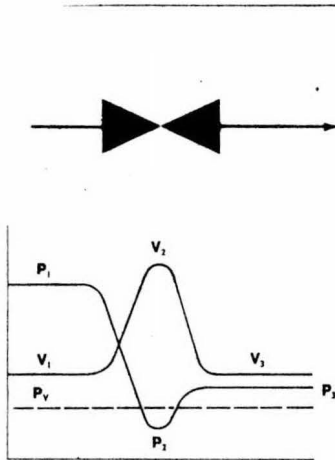


Figura 3 - 4

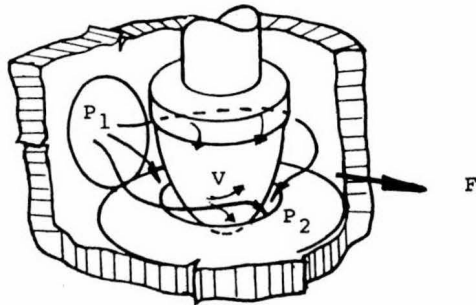


Figura 3 - 5

cambios de energía potencial a cinética ( figura 3 - 5 ). Si esta deflexión llega a ser cíclica, el tapón de la válvula vibra y a las características erráticas del flujo pueden sobrevenir fatigas en el vástago, destrucción de asientos, fallas en las guías y empaques de la válvula.

Lo anterior puede expresarse de la siguiente manera:

$$V = \sqrt{2g ( p_1 - p_2 ) / \rho}$$

o también

$$p_1 - p_2 = V^2 \rho / 2g \quad ( 3 - 7 )$$

$$\text{y si } F = pA \quad ( 3 - 8 )$$

donde A es el área del vástago entonces:

$$F = V^2 \rho A / 2g \quad ( 3 - 9 )$$

Nuevamente puede observarse en la ecuación ( 3 - 9 ) que la fuerza ejercida sobre el vástago va a ser una función directa de la velocidad del fluido.

El segundo problema de efecto de flujo es aquél donde la velocidad afecta al volumen específico. Este problema fué parcialmente identificado cuando se trató sobre el problema de cavitación. Como fué expresado la energía potencial del fluido que es convertida en energía cinética puede ocurrir frecuentemente con vaporización debida a la alta caída de presión, el cambio de volumen específico requiere una mayor área de flujo para mantener una solicitada proporción de flujo. Bajo estas condiciones que normalmente pueden ser una perturbación menor en un sistema, puede desarrollar control errático y destrucción de la válvula de control.

## RUIDO

Una segunda área de problemas debidos a altas velocidades es la que dá como consecuencia niveles excesivos de ruido en válvulas de control.

Ya se ha establecido actualmente la importancia que tiene el control de nivel de ruido y se ha situado como un elemento contaminante para el medio ambiente, debido a los efectos que tiene sobre el organismo humano, colocándolo como un problema básico a combatir dentro de las normas de seguridad industrial que se se están desarrollando, problemas que afectan tanto al personal que labora con pérdidas de los órganos auditivos, como por acciones legales en las que consecuentemente resultan para las empresas.

Es común que una válvula de control que opera con altas caídas de presión sea una fuente de ruido excesivo, el que es transmitido a lo largo de las tuberías; esto es atribuible solamente a la velocidad del fluido pudiendo deberse a las siguientes causas:

La primera es debida a la vibración mecánica de la válvula y a su vez ocasionada por los efectos del flujo resultantes de cargas laterales y vibraciones del tapón como se ha expresado anteriormente. Estas vibraciones y su ruido resultante se solucionan frecuentemente cambiando las guías del tapón, aislando tuberías, etc. Pero la verdadera fuente de estos problemas no se elimina, es decir, la alta velocidad del fluido a la salida de la válvula.

En forma similar, la segunda causa de ruido generado en válvulas de control es provocado por la cavitación resultado de las mismas condiciones velocidad-presión ya mencionadas.

La tercera y generalmente la principal causa de altos niveles de ruido es el que ocurre por el "jet" mismo dentro de la válvula, se ha estimado que niveles del orden de 160 a 190 decibeles pueden surgir en el interior de una válvula reductora de presión, lo que se trasmite al exterior a través del cuerpo de la válvula con 20 a 40 decibeles de atenuación provocando un área de alta peligrosidad. En muchos casos estos niveles de ruido son transmitidos de la descarga de la válvula hacia la tubería y en casos de venteos, hacia la atmósfera en forma directa y consecuentemente al oído del personal de la Planta.

En este último caso se utilizan mofles y silenciadores para atenuar los niveles de ruido pero cuando el venteo mismo requiere de una alta caída de presión la atenuación está lejos de dar un nivel de ruido que puede ser aceptable para la seguridad del personal.

#### EXPANSIONES JOULE -THOMPSON.

La expansión de gases a través de una válvula de control es adiabática, sin trabajo y puede ser considerada como un proceso de entalpía constante si es seguida de una completa recuperación del equilibrio entre presión y temperatura.

Conociendo la presión de entrada de la válvula ( $P_1$ ), temperatura de entrada ( $t_1$ ) y presión de salida ( $P_2$ ) y asumiendo que el fluido se expande a entalpía constante, la temperatura ( $t_2$ ) de salida puede ser fácilmente predecible.

El más fundamental proceso de expansión es el de Joule-Thompson a través de una válvula. Este proceso, asume que la expansión se efectúa a velocidad constante, con un resultante cambio en entalpía igual a cero.

En un proceso de expansión en donde se efectúa trabajo como a través de una turbina; la velocidad del fluido es muy alta con la expansión ocurriendo a entropía constante.

Examinando los dos procesos de expansión puede verse que una válvula está operando siguiendo ambos procesos; como se ha mencionado anteriormente, al provocarse la caída de presión reduciéndose el área de flujo de la válvula, se generan altas velocidades en su salida encontrándose con la baja presión resultante y generando en esta forma un proceso isoentrópico; lo anterior viene a significar temperaturas muy bajas que resultarán por la expansión isoentrópica. Estas condiciones pueden causar problemas tales como taponamientos por congelamiento en la tubería y varios otros problemas asociados con la generación de bajas temperaturas ( figura 3 - 6 ).

La expansión isoentrópica en el manejo de vapor de agua puede dar como

resultado a la formación hasta de 20% de humedad, las gotas de agua asociadas con estos niveles de humedad y debido a la velocidad del fluido provocan una fuerte erosión en el interior de la válvula.

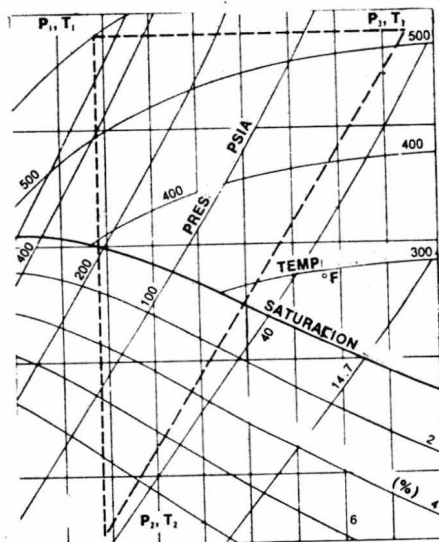


Figura 3 - 6

Una recuperación de presión a expensas de la velocidad es completada a la salida de la válvula y la temperatura del fluido retorna al equilibrio resultando las condiciones finales netas las de un proceso de expansión

isoentálpica a manera de ejemplo, la figura 3 - 6 muestra el proceso de expansión de una válvula de control. En este caso, vapor entrando a la válvula bajo las condiciones  $P_1$  y  $t_1$ , su expansión en condiciones -- de altas velocidades en forma isoentrópica en el interior de la válvula, - dando las condiciones  $p_2$  y  $t_2$ ; la recuperación de las condiciones de --- equilibrio para la presión y temperatura ocurre para dar las condiciones finales  $P_3$  y  $t_3$  a la salida de la válvula observándose la pseudo expansión de Joule-Thompson a entalpía constante.



## CAPITULO IV

### PLANTEAMIENTO Y ANALISIS DE DIVERSAS SOLUCIONES

#### QUE SE HAN DESARROLLADO

Como ya se ha expresado en el capítulo anterior los diferentes problemas que se pueden presentar en válvulas que se operan con altas caídas de presión pueden tener una causa o una combinación de ellas que los provocan; así mismo, las soluciones que pueden plantearse pueden ir desde un simple cambio de localización de una válvula hasta un cambio total en el sistema en el que ocurre el problema.

A manera de ejemplo puede mencionarse el problema que puede representar una válvula que deba instalarse para operar en forma continua y se desee conocer el nivel de ruido que habrá de esperarse. Actualmente el término "contaminación por ruido" es común y en algunos países se han establecido ya algunas regulaciones tendientes a evitar estos problemas, en esta forma se ha establecido que el nivel de ruido no debe exceder de 90 dBA a 3 metros de la fuente (el término dBA está referido al nivel de sonido en la octava banda como punto de referencia y teniendo una frecuencia hasta de 8,000 Hz y donde  $dB = 2 \times 10^4 \text{ dinas/cm}^2$ ), con una exposición máxima de 8 horas.

Un camino aproximado y rápido para determinar el nivel de ruido aerodinámico es mediante la ecuación empírica:

$$P_1 \cdot C_v = x$$

$P_1$  es la presión en Psia

$C_v$  es el coeficiente de capacidad de la válvula a condiciones de --  
máximo flujo.

Si "x" es igual o menor de 1000, el nivel máximo de ruido será del orden de 90dBA.

Si "x" tiene un valor mayor de 1000, se requerirán cálculos más precisos con el fin de tener una mejor apreciación del problema. Si el nivel de ruido se ha predicho en un rango de 90 a 100 dBA se requiere un análisis sobre la fuente de ruido pudiendo efectuarse el siguiente procedimiento:

a) Evaluar los efectos de distancia.

Es posible que la localización de la válvula sea en la parte superior de una estructura que indique que este nivel no será un problema para la salud del personal dada su localización normal de trabajo; esto puede comprobarse utilizando la ecuación que modifica el nivel de ruido debido a la distancia:

$$SPL_d = SPL_f - 10 \log ( d/3 ) \text{ siendo: } ( 4 - 2 )$$

$SPL_d$  el nivel de ruido a una distancia "d" de la fuente sonora, en pies.

$SPL_f$  es el nivel de ruido de la fuente sonora.

b) Incrementar el espesor de tuberías.

Se ha observado que un nivel de ruido dado puede reducirse en --- 5dBA si se duplica el espesor de la tubería. Adicionando una pulgada o más de un aislante acústico puede reducirse este nivel unos -- 10dBA más, sin embargo, el ruido puede propagarse a lo largo de - la tubería y el aumentar el espesor o colocar aislantes acústicos -- puede resultar una solución costosa.

c) Uso de un silenciador.

Esta solución puede resultar también costosa y no siempre es efectiva. La velocidad de entrada puede ser subsónica y el silenciador - podría no estar diseñado para efectuar una función de reducción de - presión.

El silenciador por si mismo puede actuar como propagador de sonido si el espesor de la pared de la coraza es también delgada y vibra.

d) Tratar de limitar la velocidad de salida del fluido en la válvula de - control de tal manera que el nivel de ruido resultante sea permisible.

Siempre que se incremente la tubería a un mayor diámetro, las turbulencias a la salida de la válvula se concentrarán en la zona de expansión y esto será una fuente de ruido. Es común el error de pensar que se puede llegar a eliminar el ruido mediante la reducción de la - velocidad a la salida de la válvula al aumentar el diámetro de tubería

Si la predicción del nivel de ruido que se ha calculado es igual o mayor a

100 dBA, habrá que esperar grandes problemas, pudiendo ocurrir erosiones, cavitaciones, "flasheo", vibraciones, etc.

El único recurso es corregir directamente el origen del ruido, esto es - la velocidad excesiva del fluido.

La manera de solucionar los diferentes problemas en válvulas de control ha evolucionado en cuanto a la forma de apreciarlos. Anteriormente todo lo que se podía hacer era instalar una variedad de válvulas con materiales de alta dureza, emplear diferentes configuraciones del cuerpo, etc. Todo ello enfocado a solucionar el problema de la duración de una válvula. Si se podía lograr algún cambio incrementando su duración pasaba de ser un problema de ingeniería a uno de mantenimiento.

En la última década se han desarrollado nuevos diseños de válvulas de control y por lo general los diseños especiales tienen un costo de inversión - de dos a cinco mayor que una válvula de control de tipo convencional. Para las válvulas más grandes o para servicios de altas presiones o altas - temperaturas la diferencia se reduce notablemente.

Se han obtenido grandes beneficios en todos los aspectos gracias a los diseños especiales, tales como reducción en costos de mantenimiento, incremento en la vida de servicio mejoras en el control y áreas de mayor - seguridad para el personal. En muchos casos se ha visto que los altos - costos de inversión se han absorbido por la eliminación de mofles, silenciadores instalados en línea, estructuras, por la reducción de la complejidad del sistema y en gran parte por el reducido espacio requerido.

El primer diseño para alta caída de presión es la válvula de control por etapas, que se utiliza tanto para manejo de líquidos como gases y vapores. El desenvolvimiento de este diseño se debe a que en lugar de producir la caída de presión en un solo paso, la obtiene a través de dos y hasta seis etapas en la misma válvula; lográndose una mejor distribución de la relación de presión de entrada a presión de salida.

Los mejores resultados de operación se han obtenido para presiones que no excedan de  $50 \text{ Kg/cm}^2$ ; bajo estas condiciones la velocidad del fluido a través de cada etapa disminuye considerablemente.

Generalmente este diseño tiene limitaciones en cuanto al diámetro en el cual puede ser utilizado y que es de 76 milímetros como máximo cuando se utilizan operadores neumáticos; esto se debe a las limitaciones de fuerza requeridas para su operación como resultado de su diseño semi-balanceado en el tapón, pudiendo estar sujetas a una inestabilidad vertical en dimensiones mayores.

El coeficiente de flujo es del orden de  $1/3$  a  $1/2$  de sus medidas equivalentes en relación con válvulas de control de tipo convencional y el rango hábil es en el flujo mucho mayor. Este diseño tiene menor capacidad de flujo que las tuberías de iguales dimensiones ( figura 4-1 ).

Una variación interesante al diseño de tapón de pasos múltiples pero solamente aplicable al manejo de líquidos ( figura 4 - 2 ) es el que consiste de un tapón en forma de cilindro recto en donde el flujo pasa a través de pasajes en forma de canales cortados en ángulos de  $45^\circ$  respecto al eje vertical del tapón. Esto ayuda en la disipación de energía adicional debido al incremento

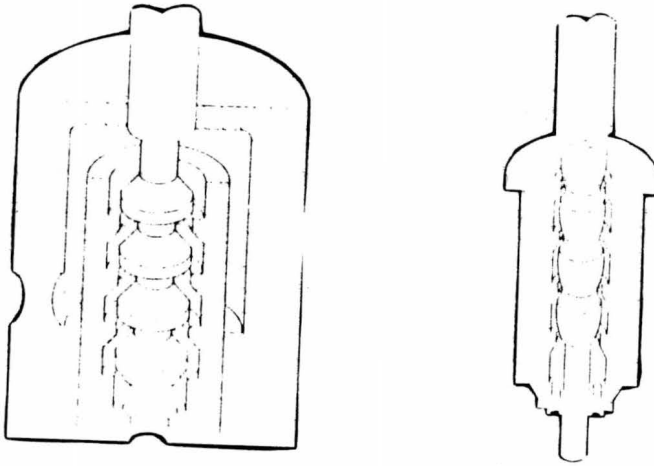


Figura 4 - 1

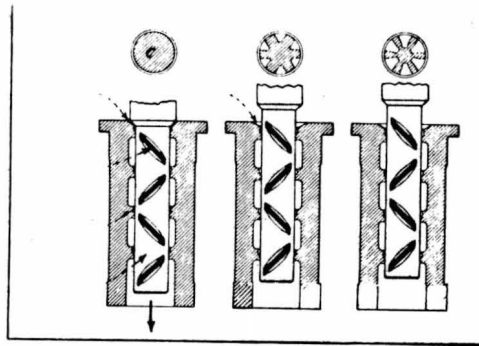


Figura 4 - 2

de turbulencia por la inversión del flujo. El tapón se mueve hacia afuera de su correspondiente orificio en cada etapa, el área de paso proyectada -

del canal aumenta paulatinamente y se va desarrollando el área con capacidad de flujo; los canales entre cada paso forma entre si un ángulo de  $90^{\circ}$ , - en tal forma, que la dirección del flujo se invierte de paso a paso. En términos generales, este diseño tiene las mismas limitaciones básicas que el diseño de pasos múltiples.

Un diseño para servicio de gases y vapores por etapas y que tiene diferencias básicas respecto a las de servicio para líquidos es que consiste en una válvula con el área de flujo aumentando gradualmente hasta la descarga con el fin de compensar el incremento en volumen específico al decremento de presión ayudando de esta forma a limitar los incrementos de la velocidad. El área de paso del fluido está formada por un cuerpo en forma de semilaberinto que provoca cambios de dirección del fluido dando por resultado pérdidas en su velocidad.

Con este diseño ( figura 4 - 3 ), se tiende a efectuar un proceso adiabático - la única diferencia entre este diseño y el de tapón y orificio es el grado de flujo intermitente isoentálpico que se logra. El deseado efecto isoentálpico - se obtiene mediante un tubo largo de fricción, como un capilar; pero esto es impráctico.

Es posible que exista un flujo intermitente múltiple en el primer recorrido del fluido lo que indica que inicialmente sea un proceso isoentrópico, pero - que se convierte en uno politrópico como lo demuestra la práctica con la - - formación de escarcha e hielo en la coraza de la válvula.

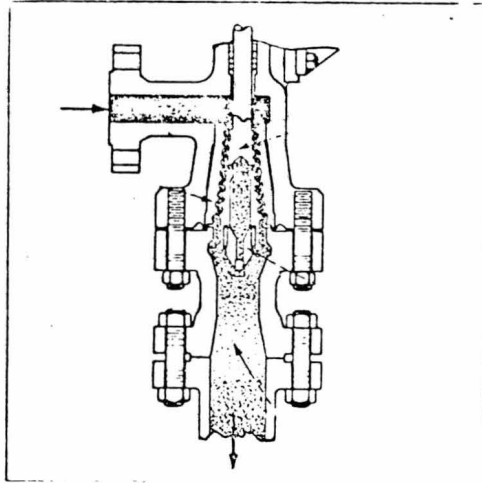


Figura 4 - 3

La mayor eficacia de este diseño es para una relación máxima de caída de presión de 4 a 1; arriba de este rango es necesario adicionar restricciones en serie.

Los diseños anteriores son eficaces solamente sobre un limitado rango de flujo para servicios intermitentes pero algunos casos podrán ser utilizados únicamente en posiciones de totalmente abierta o cerrada como por ejemplo en el caso de un sistema de venteo libre.

Puede ser una solución económica para algunos problemas de atenuación -- pudiendo lograr reducciones hasta de 20dBA.

Otro diseño disponible consiste de una válvula convencional a la que se le ha ajustado una guarnición especial utilizable para servicio con gases o --



vapores, opera bajo el principio de que bajos niveles de ruido son generados por una masa fluida pasando a través de un número de pequeñas áreas permitiendo el flujo intermitente. La dimensión y forma de ranuras de paso del flujo utilizados en este diseño llamado de senderos múltiples, se han logrado experimentalmente. La guarnición dentro del cuerpo de la válvula semeja una jaula, por la posición del tapón se expone el área ranurada, como pasaje de flujo.

En general, la capacidad de reducción del nivel de ruido en este diseño es de un 30% al 40% mayor que las válvulas convencionales de igual dimensión, pero puede requerir el sobredimensionamiento del cuerpo para reducir la velocidad de entrada del fluido a fin de obtener óptimas reducciones del nivel de ruido. En situaciones óptimas la reducción es hasta de 20dBA, pero lo más común es del orden de 10dBA a 15dBA.

En altas caídas de presión cuando se opera con velocidades cercanas a la sónica es menos efectivo este diseño por lo que deberá de considerarse únicamente como aceptable bajo moderadas reducciones de presión y obtener niveles de ruido dentro de los límites adecuados.

Una nueva concepción en el diseño, tecnología y operación en válvulas de control es la que se ha desarrollado y que se conoce como válvulas de tipo laberinto.

Es el diseño más aplicable para servicios severos y aplicaciones a la reducción del ruido, pudiendo emplearse para manejo de líquidos, gases y vapores o una combinación de éstos, es esencialmente inmune a la erosión, cavitación,

vibración y proporciona un sello hermético, no genera ruido y puede diseñarse para cualquier nivel deseado.

Básicamente consiste en un cuerpo de válvula de tipo convencional conteniendo en el interior con un paquete de discos en cuyo centro pasa un pistón que regula el flujo. Cada disco cuenta con una capacidad de flujo finito proporcionada por pasajes localizados en forma radial.

La impedancia requerida en cada disco la proporcionan una serie de vueltas en los pasajes en forma de laberinto y formando cada vuelta ángulos rectos a fin de mantener la velocidad del fluido dentro de niveles aceptables al provocarse la caída de presión. Por la capacidad específica de flujo de cada disco se obtiene el número total de discos que habrá de emplearse para obtener el flujo total requerido para el servicio.

Aplicable al manejo de líquidos, el área transversal de los pasajes del flujo es constante mientras que para manejo de gases o para servicio de evaporación instantánea de líquidos y debido al cambio de volumen específico requerido al abatirse la presión, el área transversal de los pasajes se incrementa de acuerdo con la expansión del fluido; a fin de mantener constante su velocidad a través de los pasajes de los discos.

Este nuevo concepto de control de velocidad aplicado a la reducción de presión puede explicarse mediante los principios sobre la conservación de la energía.

La velocidad del fluido a través de un orificio como ya se ha mencionado anteriormente, resulta de la conversión de la energía potencial a energía

cinética y puede ser expresada como:

$$V = \sqrt{2gh} \quad (4 - 3)$$

donde  $V$  es la velocidad del fluido a la salida del orificio, " $h$ " es el potencial del líquido y " $g$ " es el valor de la gravedad.

Si " $h$ " se reemplaza por la diferencia de potencial para un sistema en particular, puede verse que la velocidad del fluido a través de un orificio es una función de la raíz cuadrada del sistema:

$$V = f(h) \quad (4 - 4)$$

es decir, la velocidad del fluido será también una función de la raíz cuadrada de la diferencia de presiones en la válvula de control, lo cual es independiente del tipo o medida de la válvula, o de la función misma de la válvula (figura 4 - 4)

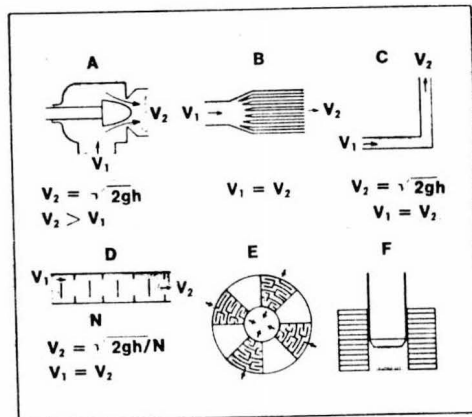


Figura 4-4

En el diseño de laberintos, el flujo es dividido en una gran cantidad de pasajes paralelos ( figura 4 - 4 B ). Cada pasaje de flujo contiene un número de vueltas capaz de proveer la impedancia requerida, necesaria para disipar la total diferencia de presión. Cada vuelta reduce la presión con una dada velocidad ( figura 4 - 4 C ) :

$$h/\text{vuelta} = \frac{v^2}{2g} \quad \text{ó} \quad v = \sqrt{2gh} \quad ( 4 - 5 )$$

El número de vueltas requerido para disipar la máxima diferencia de presión que se ha anticipado ocurrirá es calculada modificando la ecuación básica de la velocidad:

$$v = \sqrt{\frac{2 g h}{N}} \quad ( 4 - 6 )$$

En éste caso  $v$  es una velocidad predeterminada a fin de evitar el problema que esta implica,  $2g$  es una constante y  $h$  es la diferencia de presión en la válvula de control. La ecuación se encuentra resuelta para  $N$  que representa el número de vueltas requerido. ( figura 4 - 4 D ).

Aplicando este principio al paquete de discos que forma el área total de flujo, es obvio que la velocidad se puede controlar en cada disco.

Mientras otros diseños están limitados a relaciones de caídas de presión de 4 a 1, el de laberinto es virtualmente ilimitada.

El paquete de discos completo es ensamblado en el cuerpo de la válvula, la posición del pistón determinará el área de flujo expuesta al fluido e

inherentemente será una válvula de caracterización lineal, aunque variando el área de entrada entre los discos del paquete entre sí podrá modificarse la caracterización del flujo dependiendo de la posición del pistón.

## CAPITULO V

### PREDICCIÓN DEL RUIDO EN VALVULAS DE CONTROL Y SU RELACION CON LA VELOCIDAD DEL FLUIDO

#### SONIDO

Definición Física: El sonido es una transmisión de energía a través de un medio sólido, líquido o gaseoso en forma de vibraciones. Estas vibraciones constituyen cambios en la presión o en la densidad del medio.

Definición Subjetiva: El sonido puede también definirse como la sensación auditiva evocada cuando tales vibraciones normalmente en el aire hacen impacto sobre el individuo.

El umbral de audición está formado por un rango de frecuencia que está entre 20 y 20,000 Hz. Normalmente los instrumentos acústicos para la medición de variaciones de presión están graduados en decibeles ( dB ).

Un dB, es una medida relativa de potencia en forma logarítmica, esto es:

$$\text{dB} = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} \quad ( 5 - 1 )$$

Donde:

I es la potencia medida

$I_0$  es la potencia de referencia

Sin embargo la potencia transmitida por una onda de sonido es proporcional al cuadrado de las variaciones de presión, de modo que:

$$\text{dB} = 10 \log_{10} \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log_{10} \frac{p}{p_0} \quad ( 5 - 2 )$$

donde :

$p_0$  es la presión de referencia y  $p$  es el valor cuadrático medio de las variaciones de presión.

Cuando la presión de ruido se mide en dB referidos a 0.0002 microbar con la misma escala dada para todas las frecuencias, se denomina nivel de presión del ruido ( SPL ). El oído humano puede detectar variaciones tan bajas como 0.0002 microbar y soportar niveles mayores de 200 microbar.

Aunque la respuesta del oído humano depende de otros muchos factores además de la frecuencia, los instrumentos de medición del nivel de ruido usualmente contienen mallas de compensación con el fin de tratar de incorporar en el instrumento una respuesta de frecuencia similar a la del oído humano.

Tres escalas diferentes han sido acordadas y normalizadas internacionalmente, se conocen como escala A, B y C. Cuando la presión sonora se mide usando una de las escalas y acotadas en dB referidos a 0.0002 microbar, se denomina nivel de ruido. La escala utilizada debe aclararse siempre, por ejemplo si el nivel de ruido medido en la escala A ( octava banda ) es de 70 dB, se anota como 70 dBA.

Efectos sobre el oído humano.

El estudio de las pérdidas temporales de la audición han sido realizadas mediante pruebas prácticas en donde se escogieron personas con oídos

normales, sin antecedentes de exposición en ambientes ruidosos. Las observaciones indicaron que la elevación del umbral temporal a la frecuencia de 4 K Hz, medida dos minutos después de que cesó la exposición al ruido, era directamente proporcional al logaritmo del tiempo de exposición, dependía del nivel total de ruido, de la fracción del tiempo en que se produjo el ruido y del tiempo total de exposición.

De lo anterior se dedujo la ecuación siguiente:

$$PTA_2 = 1.06 R ( S-85 ) \log \frac{T}{1.7} \quad ( 5 - 3 )$$

donde:

$PTA_2$  = pérdida temporal auditiva a 4 KHz, 2 min después de que cesó la exposición.

T = tiempo de exposición total en minutos.

R = Relación entre el tiempo total de exposición y el tiempo en que se produjo el ruido.

S = Nivel de la banda en dB

En igual forma se obtuvieron ecuaciones para diferentes frecuencias encontrándose:

para la banda de 1200 - 2400 Hz.

$$PTA = 0.61 ( S-70 ) ( \log T + 0.33 ) - 9.5 \quad ( 5 - 4 )$$

para la banda de 2400 - 4800 Hz

$$PTA = 0.91 ( S-75 ) ( \log T + 0.19 ) - 8.0 \quad ( 5 - 5 )$$



De los datos experimentales anteriores, se dedujo la ecuación para la -  
banda de 600 - 1200 Hz

$$PTA = 0.41 ( S-68 ) ( \log T + 0.15 ) - 8.0 \quad ( 5 - 6 )$$

Se han realizado estudios en igual forma, referente a los efectos sobre el individuo en el medio industrial, el nivel de ruido fué medido en bandas de una octava de ancho de banda, entre 150 y 4800 Hz, se encontró que la -  
pérdida permanente del oído estaba en relación con los niveles medidos en la banda comprendida entre 1200 y 2400 Hz y en función del tiempo de exposición.

De estos resultados se pudo concluir:

- 1 ) El máximo efecto producido por el ruido ocurre entre los 10 y 12 -  
años de exposición.
- 2 ) Las pérdidas continúan después de los 10 años.
- 3 ) A cada nivel de ruido, corresponde una elevación definida del umbral con el tiempo mismo de exposición.

#### TIEMPO MAXIMO DE EXPOSICION EN FUNCION DEL NIVEL DE RUIDO

El problema sobre el nivel de ruido ha empezado a ser atacado, ya no -  
solo desde el punto de vista de seguridad industrial; sino también actual--  
mente es considerado como uno de los principales contaminantes al medio ambiente, por esta razón se han elaborado reglamentos tendientes a evitarlo. En esta forma, se ha desarrollado una ecuación para calcular los valores de los niveles máximos para tiempos de exposición.

$$N_{\max} = 134.7 - 16.8 \log T$$

( 5 - 7 )

válida para  $1 \leq T \leq 480$

donde:

$N_{\max}$  = Nivel máximo de ruido en dbA

T = tiempo de exposición en minutos

El tiempo de exposición máximo permisible en función del nivel de ruido, para una jornada de 8 horas; se muestra a continuación:

T A B L A 5 - 1

NIVEL DE RUIDO	TIEMPO DE EXPOSICION
dba	MINUTOS
90	480
92	360
95	240
97	180
100	120
102	90
105	60
110	30
115	15

#### EFECTO COMBINADO DE LA EXPOSICION A DIFERENTES

#### NIVELES DE RUIDO

Cuando la exposición durante una jornada de trabajo de ocho horas, está compuesta por ruidos de diferentes niveles y duración, debe ser considerado su efecto combinado.

Si se tienen varios niveles de ruido de valores  $N_1, N_2, \dots, N_n$ , expresados en dbA, con duración de  $D_1, D_2, \dots, D_n$  minutos, respectivamente,

se determinan los tiempos  $T_1, T_2, \dots, T_n$  que son los máximos permisibles de acuerdo con la tabla ;aplicando la siguiente fórmula:

$$T = \text{antilog} \frac{134,7 - N}{16,8} \quad ( 5 - 8 )$$

donde:

$T$  = tiempo máximo de exposición en minutos

$N$  = nivel de ruido en dBA

El efecto combinado se considerará aceptable si:

$$\frac{D_1}{T_1} + \frac{D_2}{T_2} + \dots + \frac{D_n}{T_n} \geq 1 \quad ( 5 - 9 )$$

Si la suma es mayor que la unidad, se deberá considerar que el nivel de ruido está excedido de los límites permisibles.

En el ambiente industrial, es también frecuente tener fuentes de ruido por "impulso". Este tipo de ruido se produce en operaciones tales como remachado, martillado, troquelado, estampado, etc. tal ruido frecuentemente se combina con otro ruido de fondo o ruidos similares producidos por grupos del mismo tipo de herramienta, operando en la misma área. Los principales factores físicos que deben considerarse son:

- Nivel pico
- Tiempo de elevación
- Duración de la onda, en el caso de una onda de forma simple
- Duración de la presión envolvente, en el caso de ondas de forma compleja

- Ecos
- Campos de sonido reverberantes

Mediante el empleo de oscilogramas se puede obtener el análisis de las curvas del ruido resultante, el cual se compara con patrones establecidos a fin de obtener el nivel de ruido en dBA.

En términos generales pueden ser aceptados los efectos del ruido por impulso si son de una duración igual o menor a un segundo y el valor del nivel pico no deberá de exceder de 140 dB.

De lo anterior puede fácilmente observarse la importancia que tiene el control del nivel de ruido, en todos los equipos que intervienen en los procesos, desde un punto de vista de la seguridad industrial; pero como lo hemos expresado en los capítulos precedentes, el ruido en válvulas de control debido al paso del fluido al efectuarse una reducción de presión puede representar serios problemas para la empresa en forma directa, al afectar el proceso en sí.

#### PARAMETROS ENTRE RUIDO Y LA VELOCIDAD DEL FLUIDO

Como se ha visto, hay una relación muy estrecha entre el ruido producido en un válvula de control y la velocidad del fluido; posiblemente éste ruido sea una de las observaciones que más fácilmente nos puedan indicar los problemas que ocurren en el interior de este elemento.

En los capítulos precedentes se han mencionado con cierta frecuencia - algunos términos tales como; " alta caída de presión", " caída de presión bajo condiciones críticas", etc; con estos términos se ha pretendido marcar los límites en donde puede utilizarse un elemento reductor de presión de tipo convencional y en donde empieza a ser necesario el empleo de elementos de diseño más especializado para resolver los problemas relativos a la reducción de presión en el manejo de fluidos.

Como un primer intento para definir estos límites pueden tomarse los siguientes criterios:

a ) Aplicados al manejo de líquidos. -

cavitación

$$\text{si } p_2 \geq p_v \quad ( 5 - 10 )$$

$$\text{y } p_1 - p_2 \geq c_f^2 ( p_1 - p_v ) \quad ( 5 - 11 )$$

donde:  $p_v$  = presión de vapor del líquido a la temperatura del flujo

$c_f$  = factor de flujo crítico ( ver tabla 5-2 )

flasheo

$$\text{si } p_2 \leq p_v \quad ( 5 - 12 )$$

b ) Aplicados al manejo de gases y vapores. -

vibración y ruido excesivo ( mayor de 100 dBA a un metro )

$$\text{si } \frac{p_1}{c_f^2 \cdot p_2} \geq 2 \quad ( 5 - 13 )$$

$$\text{y } \frac{p_1 \cdot w}{c_f^2 \cdot p_2 \cdot s_g} \geq 200,000 \quad ( 5 - 14 )$$

donde:  $p_1$  = presión de entrada ( psia )  
 $p_2$  = presión de salida ) psia )  
 $w$  = flujo ( Lb/Hr )  
 $s_g$  = gravedad específica  
 $c_f$  = factor de flujo crítico

T A B L A 5 - 2

TIPO DE VALVULA	% APERTURA	$c_f$	$c_f^2$
Cuerpo de Globo doble etapa	100	0.9-0.95	0.8-0.9
	50	0.85-0.9	0.7-0.8
	25	0.75-0.8	0.5-0.7
Cuerpo de Globo etapa simple	100	0.9-0.95	0.8-0.9
	50	0.85-0.9	0.7-0.8
	25	0.55-0.6	0.3-0.4
Válvula de Mariposa, rotación del disco a 60°		0.69	0.5
Válvula de bola	100	0.63	0.4

CALCULO DEL NIVEL DE RUIDO EN VALVULAS DE CONTROL

PRIMER METODO

a ) Ruido por Cavitación

Este metodo se basa en el principio de que una total cavitación existe si la caída de presión a través de la válvula es igual a mayor a un factor llamado " caída de presión crítica" el cual está definido como:

$$\Delta P \text{ crítica} = C_f^2 (P_1 - P_v) \quad (5 - 15)$$

Y si la presión de vapor del fluido es menor que la presión a la salida de la válvula.

Si la cavitación existe, el nivel de ruido a una distancia de 3 pies de la válvula medida a lo largo de la tubería, podrá ser determinada como sigue:

$$\text{SPL} = 10 \log (c_v c_f) + 8 \log (P_2 \text{ crit} - P_2) + 20 \log (P_2 - P_v) + 33 \quad (5 - 16)$$

donde:

SPL = nivel de ruido dbA

$c_v$  = coeficiente de flujo corregido ( ver tabla 5 - 3 )

$c_f$  = factor de flujo crítico ( ver tabla 5 - 2 )

$P_1$  = presión de entrada psia

$P_2$  = presión de salida psia

$P_2 \text{ crit} = P_1 - c_f^2 (P_1 - P_v) \text{ [psia]}$

$P_v$  = presión de vapor del fluido [psia]

La ecuación anterior es aplicable para cuando se utiliza tubería con cedula 40 y es válida únicamente para manejo de agua.

#### b ) Ruido Aerodinamico

El ruido aerodinamico es causado por la conversión de energía potencial a cinética, mediante turbulencias después del punto de mayor - - -

restricción en el cuerpo de la válvula, en el manejo de fluidos - compresibles. Es un factor de primordial importancia en el manejo de gases y vapores debido a la alta velocidad ( velocidad sónica ) al paso por la válvula en altas caídas de presión.

TABLA 5 - 3

Flujo Subcrítico

$$\Delta P < 0.5 c_f^2 P_1$$

por flujo volumetrico:

$$c_v = \frac{Q}{963 c_y} \sqrt{\frac{G T Z}{\Delta P (P_1 + P_2)}}$$

por masa velocidad:

$$c_v = \frac{W}{3.22 c_y \sqrt{P (P_1 - P_2) G_f}}$$

Flujo Crítico

$$P \geq 0.5 c_f^2 P_1$$

$$c_v = \frac{Q \sqrt{G T Z}}{834 c_y c_f P_1}$$

$$c_v = \frac{W}{2.8 c_y c_f P_1 \sqrt{G_f}}$$

donde:

Q es el flujo en ft/Hr bajo condiciones estandar

G es la gravedad específica del fluido

T es la temperatura °R

Z es el factor de compresibilidad

W es flujo en Lb/Hr

G<sub>f</sub> es la gravedad específica a la temperatura del flujo



$c_y$  es un factor por expansión del fluido:

$P_1 / P_2$	$c_y$
2 ó menor	0.90
2.5	0.94
3.0	0.97
3.5	0.99
4.0	1.0

**Este método**, considera básicamente dos factores como los que ocasionan el ruido aerodinámico; el frente de choque generado por el chorro supersónico en la vena contracta del orificio de la válvula y el factor debido a la misma turbulencia del fluido tanto antes como después del orificio de la válvula.

El siguiente método matemático para la estimación del nivel de ruido aerodinámico de algún estilo de válvula de control, resulta considerando la complejidad del pasaje de flujo en las válvulas de control.

La presión de nivel de ruido para una gas operando con caída de presión crítica y medida a 3 pies sobre la tubería después de la válvula será:

$$SPL = 10 \log ( X_n 10^{11} C_v C_f P_1 P_2 ) - TL + S_g \quad ( 5 - 17 )$$

donde:

SPL = presión de nivel de ruido, dBA

n = factor de eficiencia acústica ( ver figura 5 - 1 )

TL = atenuación dBA =  $17 \log ( mf ) - 36$  ( 5 - 18 )

m = peso de la pared de la tubería, Lb/ft<sup>2</sup>

f = frecuencia, Hz

- $s_g$  = factor por propiedades del gas ( ver tabla 5 - 4 )  
 $P_1$  = presión de entrada, psia  
 $P_2$  = presión de salida, psia  
 $c_v$  = coeficiente corregido de flujo requerido ( ver tabla 5 - 3 )  
 $c_f$  = factor de flujo crítico ( ver tabla 5 - 2 )  
 $x$  = fracción de conversión de potencia mecánica  
=  $\frac{P_1 - P_2}{0.47 P_1}$  ( limitada a 1 ) ( 5 - 19 )

Mediante el método anterior, los niveles de la velocidad a la salida de la válvula es menor que la velocidad del sonido. Utilizando las siguientes ecuaciones podrá dimensionarse la salida de la válvula a fin de evitar esta velocidad sónica.

para vapor:

$$d = 0.16 \sqrt{\frac{w}{P_2}} \quad ( 5 - 20 )$$

para gases bajo de 150°F:

$$d = 0.03 \frac{(Q)^{\frac{1}{2}} (G_f)^{\frac{1}{4}}}{(P_2)^{\frac{1}{2}}} \quad ( 5 - 21 )$$

para gases arriba de 150°F:

$$d = 0.0013 \frac{(QT)^{\frac{1}{2}} (G_f)^{\frac{1}{4}}}{(P_2)^{\frac{1}{2}}} \quad ( 5 - 22 )$$

donde:

- $d$  = diámetro de salida de la válvula que causará velocidad sónica  
( pulgadas )

- $w$  = flujo, Lb/Hr  
 $P_2$  = presión de salida, psia.  
 $t$  = temperatura del flujo, °R  
 $G_f$  = gravedad específica a la temperatura T  
 $Q$  = flujo de gas en condiciones estandar ( 14.7 psia, 60°F )

TABLA 5 - 4

Factor por propiedad del gas en ( dBA )

<u>Fluido</u>	<u><math>S_g</math></u>
Vapor saturado	- 2.0
Vapor sobrecalentado	- 3.0
Gas natural	- 1.0
Hidrógeno	- 10.0
Oxigeno	+ 0.5
Amoniaco	- 2.0
Aire	0.0
Acetileno	- 1.0
Metano	- 1.0
Nitrogeno	0.0
Propano	+ 1.0
Etano	- 1.0
Etileno	- 1.0

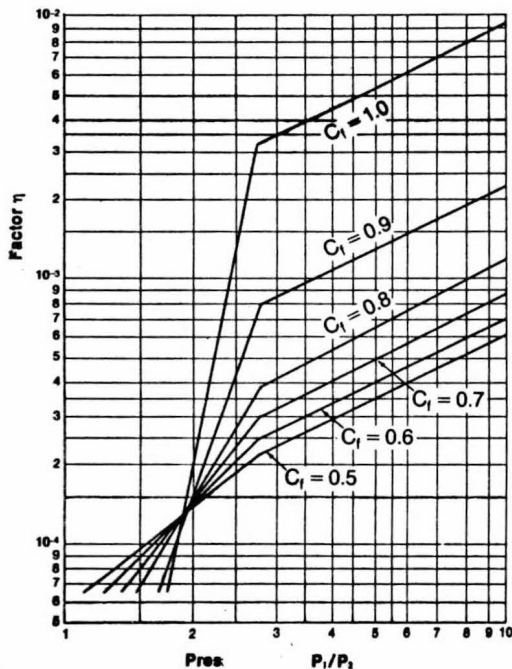


Figura 5 - 1

## CALCULO DEL NIVEL DE RUIDO

### SEGUNDO METODO

Aplicable para el manejo de fluidos compresibles y basado en que la complejidad que involucra el desarrollo de un modelo que describa los fenómenos del flujo turbulento, responsable de la generación de ruido aerodinámico en válvulas de control; es un estudio inverosímil. Por esta razón, una técnica exacta para la predicción de ruido en válvulas de control debe tener bases experimentales.

Se efectuaron estudios sobre la generación de ruido en válvulas, utilizando aire como pruebas primarias a fin de encontrar una media del ruido, caracterizándolo como una función de la configuración de la tubería, tipo de válvula y relación entre caída de presión y presión de entrada a la válvula. Los principios de análisis dimensional se utilizaron en la correlación y extrapolación de los datos de prueba.

Las conclusiones encontradas fueron las siguientes:

- a ) El número de Mach ( M ) debería ser considerado como el factor de mayor importancia.
- b ) Los datos de prueba mostraron que una función del número de Mach podía ser expresada como una función de la relación caída de presión a presión de entrada es decir:

$$f ( M ) = f ( \Delta p / p_1 ) \quad ( 5 - 23 )$$

proporcionando un modelo de gran simplicidad sin algún significativo cambio en los resultados finales.

- c ) Una aproximación de  $\pm$  5 dB podría ser aplicable para reducciones de presión de 10 a 1.

La técnica de predicción resultante da una ecuación simple que muestra el nivel de ruido que habrá de esperarse en válvulas de control de tipo convencional ayudada por una serie de curvas con diferentes parámetros:

$$SPL = SPL_{\Delta P} + SPL_{cg} + SPL_{\Delta P/P_1} + SPL_k \quad (5 - 24)$$

donde:

$SPL$  = nivel de ruido ( a 1.20 m tubería a bajo de la salida de la -  
válvula y a 0.725 m de la superficie de la pared del cuerpo de  
la válvula ).

$SPL_{\Delta P}$  = nivel de ruido base en dB, determinado como una función de la  
caída de presión.

$SPL_{cg}$  = corrección del nivel de ruido en dB, debido a la capacidad de  
flujo ( cg ) de la válvula.

$SPL_{\Delta P/P_1}$  = es igual a corrección de nivel de ruido en dB, por el tipo de  
válvula y relación de presión.

$SPL_k$  = corrección del nivel de ruido en dB, por tratamiento acústico; por  
ejemplo espesor de tubería, aislamientos, silenciadores, etc.

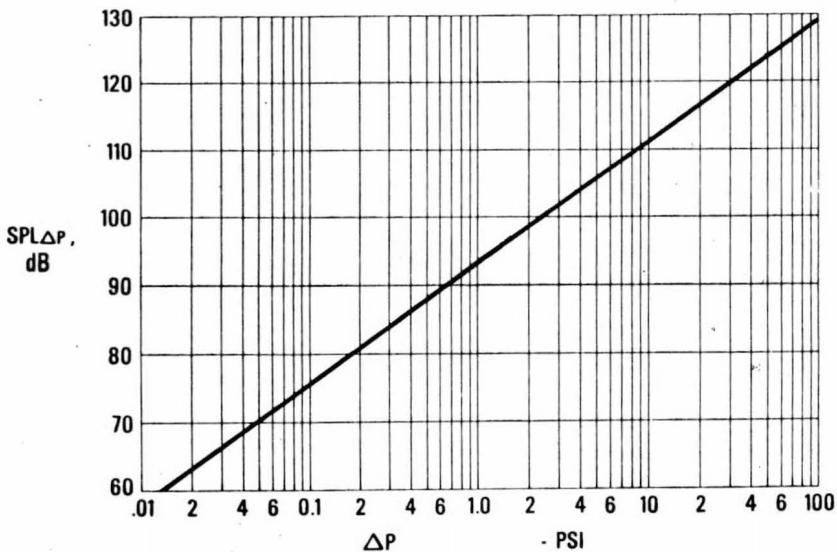


Figura 5 - 2

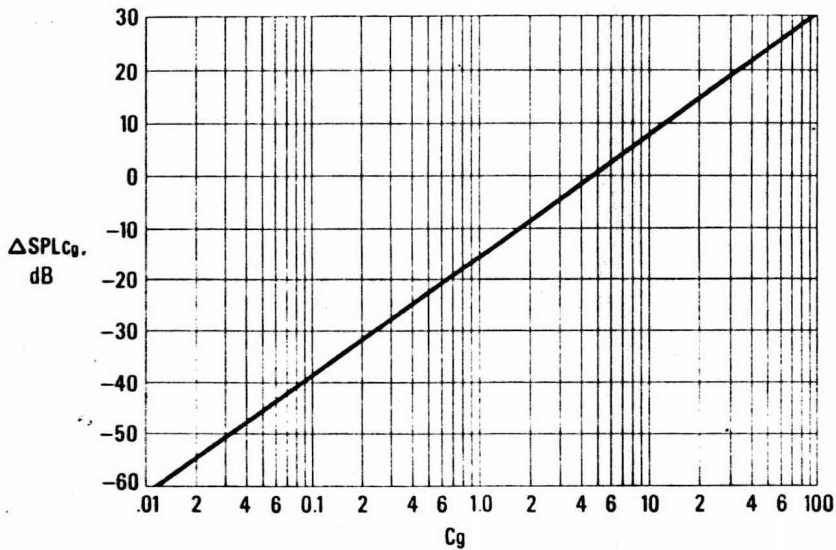


Figura 5 - 3

Corrección del nivel de ruido en dB debido al espesor de pared de la tubería:

T A B L A 5 - 5

Diámetro Nominal ( pulgadas )	Cedula				
	30	40	80	120	160
2	-	0	-6	-	- 12
4	-	0	-7	-10	- 13
6	-	0	-8	-12	- 15
8	-3	0	-9	-14	- 18
10	-3	0	-9	-14	- 19
12	-4	0	-10	-16	- 20

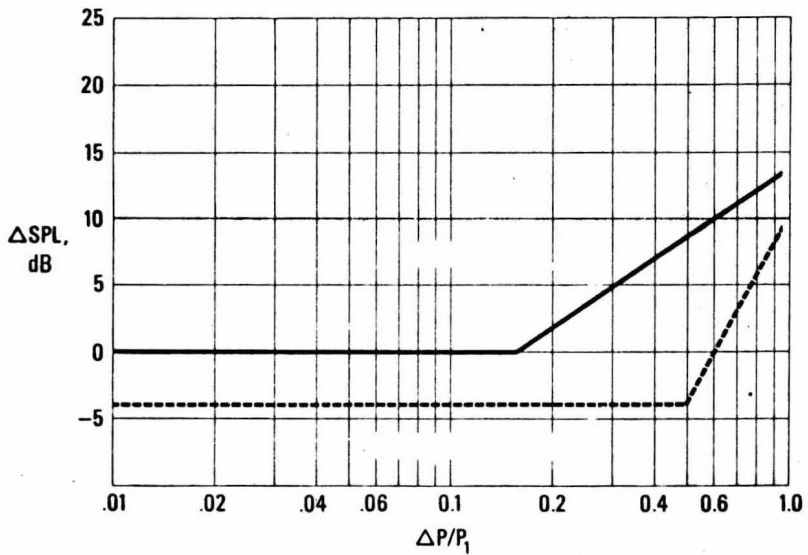


Figura 5-4



## PREDICCIÓN DEL RUIDO

### TERCER METODO

Como punto de partida, considerando que el problema de generación de altos niveles de ruido en válvulas de control, se inicia cuando ocurre una reducción de presión con relación de  $p_1/p_2 \cong 2:1$  al operarse con un fluido compresible y sabiendo que el ruido aerodinámico es el producto de la reconversión de energía cinética mediante turbulencia, por el estrangulamiento del área de flujo en una válvula de control. Debido a lo anterior el problema se agudiza al manejar fluidos compresibles dada la alta velocidad en el caso de caídas de presión críticas; es por esto que la siguiente discusión es limitada a aplicaciones de fluidos compresibles.

El ruido generado por un fluido compresible tiene tres tipos de fuentes acústicas: Monopolo, Dipolo y Cuadripolo.

La radiación Monopolo resulta de una inconstante proporción de flujo similares a pulsaciones esféricas cuyas pulsaciones de ondas están siempre en fase.

Una semejanza dimensional la cual puede ser asociada con la potencia acústica de una fuente Monopolo es:

$$W_m \propto \rho d^2 U^4 / C \quad (5 - 25)$$

Donde:

$W_m$  = potencia acústica del Monopolo

$\rho$  = densidad del fluido

$d$  = dimensión característica del área de flujo

$U$  = velocidad del fluido

$C$  = velocidad del sonido en el fluido

Una radiación Dipolo ocurre cuando el flujo interacciona con el sólido que lo limita generando fuerzas inconstantes de presión. Esta fuerza de oscilación es análoga a dos fuentes Monopolo, a una pequeña distancia separada con pulsaciones fuera de fase. Un grupo dimensional representando la potencia de un Dipolo acústico es:

$$W_d \propto \rho d^2 U^6 / C^3 \quad ( 5 - 26 )$$

La radiación Cuadripolo resulta de las fuerzas cortantes de la viscosidad del gas por la interacción en ausencia de los límites del sólido. Fuerzas Cuadripolo pueden ser asociadas con pares de Dipolos opuestos, 180° defasados.

Un ejemplo común de una fuente Cuadripolo que está a alta velocidad, lo es; la inyección de un "jet" ó chorro de aire a velocidad subsónica, dentro de un ambiente que lo rodea. El grupo dimensional representando la potencia de un Cuadripolo acústico es:

$$W_q \propto \rho d^2 U^8 / C^5 \quad ( 5 -27 )$$

#### FLUJO EN TUBERIAS

En las tuberías el nivel de turbulencia para una total corriente de flujo desarrollada, causan en los límites de las capas de presión, fluctuaciones; las cuales pueden dar como resultado niveles de ruido apreciables fuera del tubo. El nivel de ruido a una distancia R desde el centro de la tubería puede ser determinada de la siguiente expresión, la cual asume a la tubería ser una fuente lineal.

$$\text{SPL} = \text{FPL} - \text{TL} - 10 \log ( 2 R / D ) \quad ( 5 - 28 )$$

donde:

FPL = nivel de ruido dinámico en los límites de las capas turbulentas ( dBA )

TL = pérdida de transmisión debida al espesor de pared ( dBA )

R = distancia del observador hasta el centro de la tubería ( ft )

D = diámetro de la tubería ( ft )

El nivel de ruido dinámico o fluctuante ( FPL ) es obtenido a partir de la siguiente ecuación para un número de Reynold con rango de:

$$10^4 < \text{Re} < 10^6$$

$$\text{FPL} = 20 \log \rho_f U_f^2 / 64 - 84 \quad ( 5 - 29 )$$

donde:

$\rho_f$  = densidad del fluido ( lb / ft<sup>3</sup> )

$U_f$  = velocidad en el centro del tubo ( ft / seg )

Re = número de Reynolds

Para tubería de acero bajo el timbre de frecuencia, la pérdida de transmisión puede ser aproximada de la siguiente ecuación:

$$\text{TL} = 10 \log ( t/D ) + 44 \quad ( 5 - 30 )$$

Esta ecuación es aplicada a la baja frecuencia generada por la masa -velocidad del flujo en la tubería.

La ecuación ( 5-28 ) puede ser puesta como:

$$\text{SPL} = 40 \log U_f + 20 \log \rho_f - 10 \log t/D - 10 \log ( R/D ) \quad ( 5 - 31 )$$

Una solución grafica para el nivel de ruido en tuberías puede ser obtenida mediante la siguiente ecuación:

$$SPL = SPL_V + SPL_{TL} + SPL_R \quad ( 5 - 32 )$$

donde :

$SPL_V$  = velocidad basada en el nivel de ruido ( fig. 5 - 5 )

$SPL_{TL}$  = pérdida de transmisión por el espesor de pared ( fig. 5 - 6 )

$SPL_R$  = factor por la distancia del observador ( fig 5 - 7 )

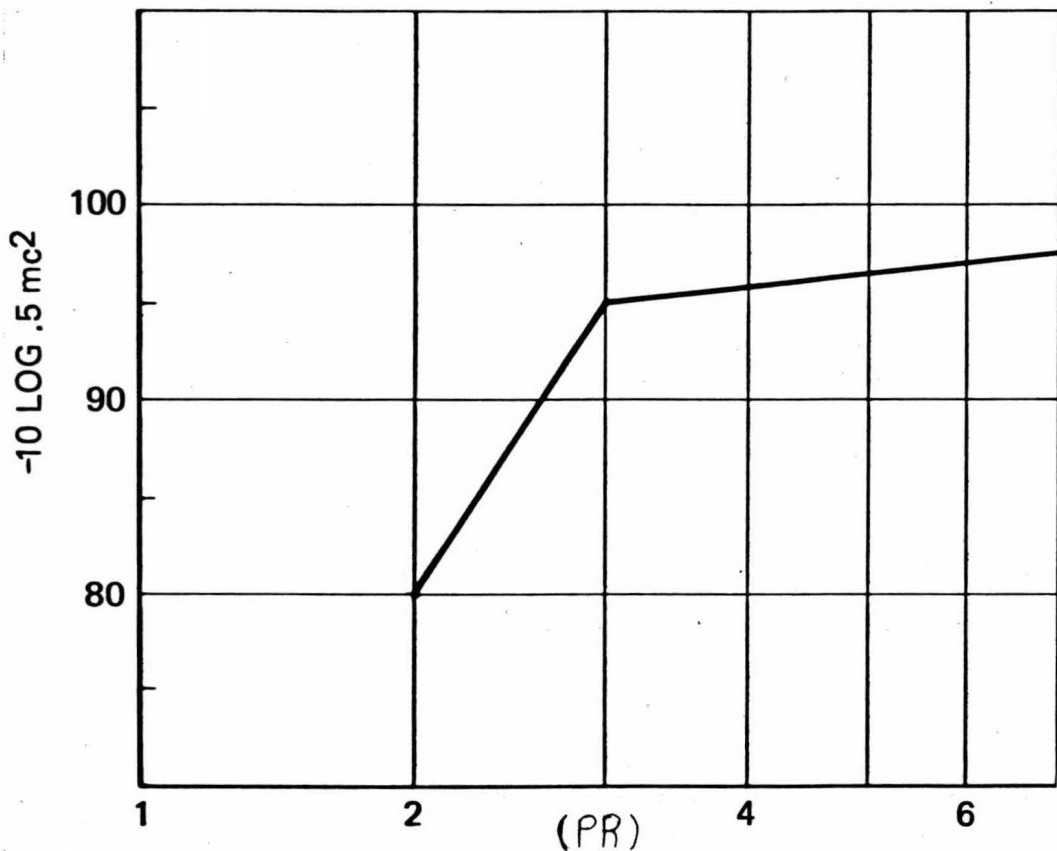
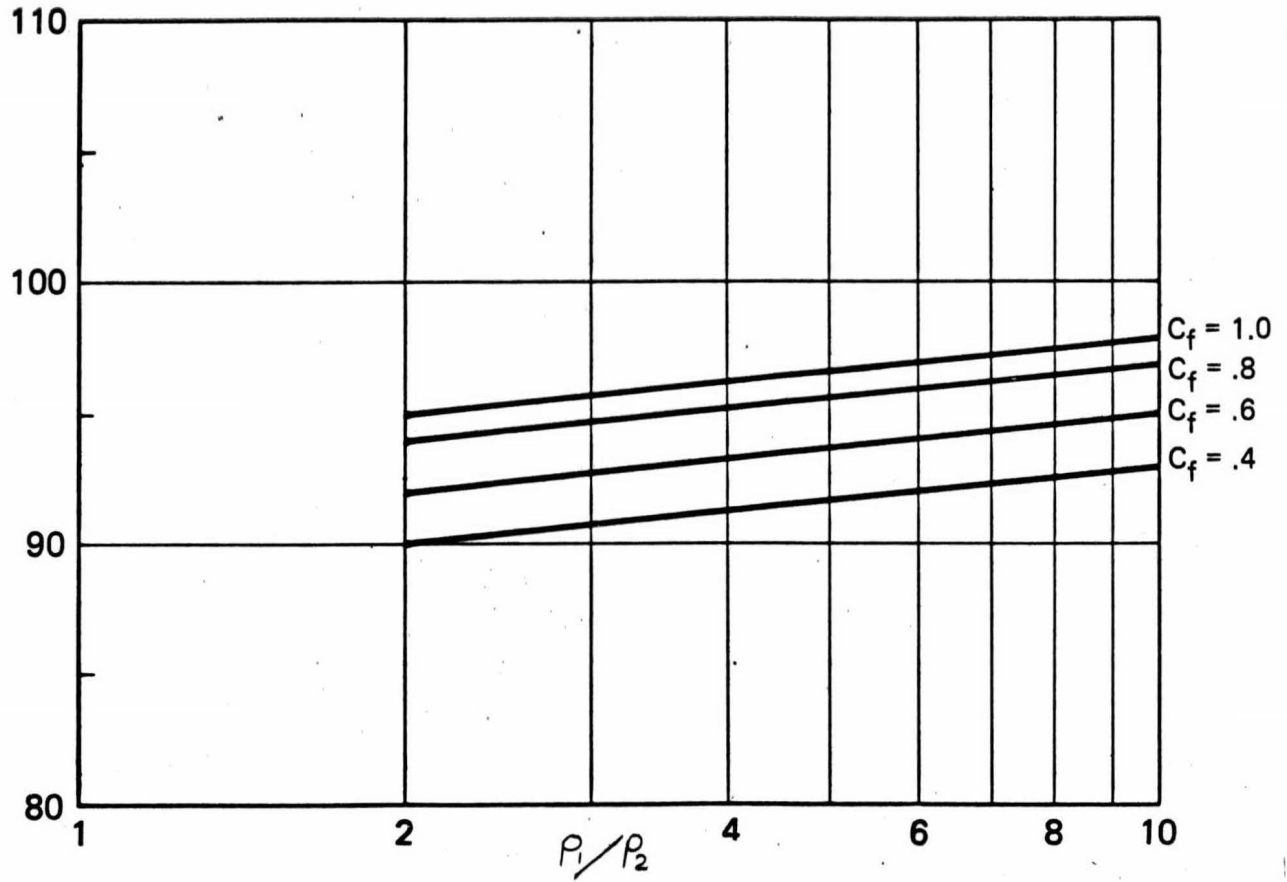


Figura 5 - 5

# $C_f$ FACTOR



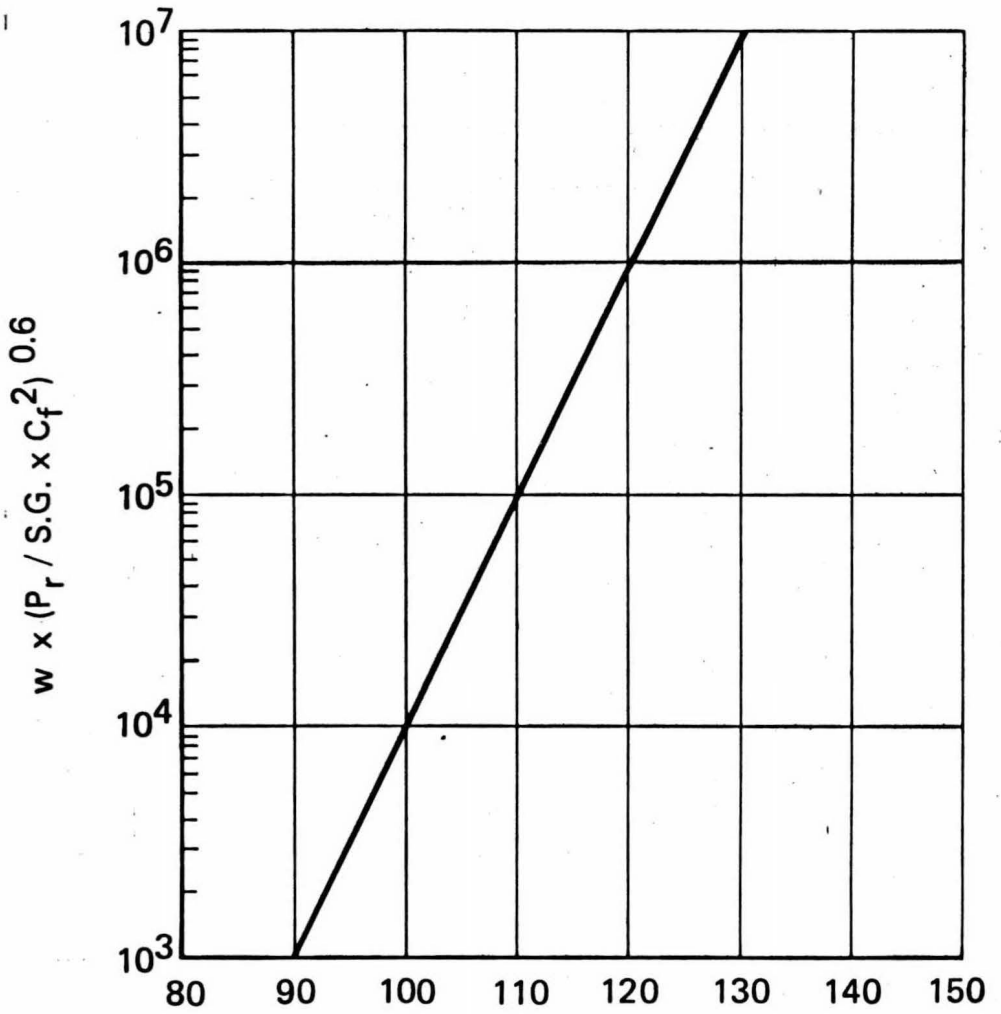


Figura 5 - 7

## FLUJO EN VALVULAS DE CONTROL

Un vez que la tubería ha sido correctamente diseñada, otros componentes del sistema como lo son las válvulas de control necesitan ser establecidas para el manejo de fluidos compresibles, niveles extremos de presión y/o masa de flujo son frecuentemente encontrados.

En estos casos , un recurso para predicción del ruido en válvulas de control es requerido.

Como hemos visto, métodos precisos para la predicción del nivel de ruido se encuentran actualmente disponibles los cuales dan una función del nivel de ruido con parámetros como caída de presión (  $\Delta p$  ), coeficientes de flujo (  $C_g$  ), eficiencias acústicas, relaciones de la caída de presión (  $\Delta P/P_1$  ), tipo de válvula etc.

Como se ha mencionado este tercer método propone como fuentes predominantes de los niveles de ruido, radiaciones Dipolo y Cuadripolo.

De la ecuación ( 5 - 26 ), la fuerza total de la radiación debida a una fuente Dipolo es :

$$W_d = K_d \rho d^2 U^6 / C^3 \quad ( 5 - 33 )$$

o bien:

$$W_d = K_d ( \rho U d^2 ) U^5 / C^3 \quad ( 5 - 33-A )$$

o bien:

$$W_d = K_d m U^5 / C^3 \quad ( 5 - 34 )$$

donde:

m = flujo ( lb/seg )

U = velocidad del fluido a través de la válvula ( ft/seg )

C = velocidad del sonido ( ft/seg )

$K_d$  = constante del Dipolo

De la ecuación ( 5 - 27 ), la fuerza total de radiación de un Cuadripolo es:

$$W_q = K_q \rho d^2 U^8 / C^5 \quad ( 5 - 35 )$$

ó bien

$$W_q = K_q ( \rho U d^2 ) U^7 / C^5 \quad ( 5-35 -A )$$

ó bien

$$W_q = K_q m U^7 / C^5 \quad ( 5 - 36 )$$

En válvulas de control la generación de una fuente Dipolo es causada por el paso del fluido a través de la válvula, donde interacciona con los límites sólidos del cuerpo de la válvula y del tapón. La generación de una fuente Cuadripolo tiene lugar en la región de reconversión de presión a la salida de la válvula donde se han generado altas velocidades.

La expresión para la potencia del nivel de ruido es:

$$L_w = 10 \log W / W_o \quad ( 5 - 37 )$$

o bien:

$$L_w = 10 \log W + 120 \quad ( 5 - 38 )$$

donde :

$W$  = a potencia acústica

$W_o$  = nivel de potencia de referencia (  $W_o = 10^{-12}$  watts )

La generación de la fuerza sonora por una válvula de control, se propaga dentro de la línea de tubería; la potencia del nivel de ruido en la tubería es una función de la presión del nivel de ruido y del área seccional.

$$L_w = L_p + 10 \log A \quad ( 5 - 39 )$$

ó bien:



$$L_p = L_w - 20 \log D \quad (5 - 40)$$

Para una fuente Dipolo en una válvula, produciría un nivel de ruido dentro de la tubería como se expresa en la siguiente ecuación:

$$L_p = 10 \log W_d - 20 \log D + 120 \quad (5 - 41)$$

Para una fuente Cuadripolo en una válvula:

$$L_p = 10 \log W_q - 20 \log D + 120 \quad (5 - 42)$$

Reárreglando las ecuaciones: 5-41, 5-42 y empleando las ecuaciones 5 - 34 , 5-36 se obtiene el nivel de ruido de una válvula debido a fuentes Dipolo y Cuadripolo respectivamente:

$$SPL_d = 30 \log M + 20 \log U/D + 10 \log K_d + 10 \log m + 90 \quad (5 - 43)$$

$$SPL_c = 50 \log M + 20 \log U/D + 10 \log K_q + 10 \log m + 90 \quad (5 - 44)$$

donde:

M = número de Mach ( U/C )

U = velocidad a través de la válvula ( ft /seg )

D = diámetro de la tubería a la salida de la válvula ( ft )

K<sub>d</sub>, K<sub>q</sub> = coeficiente de potencia del dipolo y cuadripolo

m = flujo ( lb/Hr )

Examinando las ecuaciones ( 5-43 ) y ( 5 - 44 ), vemos que dependiendo de la magnitud de K<sub>d</sub> y K<sub>q</sub>, hay una relación de velocidad donde la fuente dipolo domina y una relación donde domina la fuente cuadripolo. Pruebas de ruido realizadas en aviones a chorro indican un dominio de una fuente cuadripolo arriba de 0.6 Mach y dominio de una fuente dipolo abajo de 0.6 Mach.

Esto significa que hay una relación de 4:1 entre la constante dipolo y la constante cuadripolo ( K<sub>q</sub> = 4 K<sub>d</sub> ).

Cuando se considera el pico de la relación de frecuencia del ruido en una válvula, es necesario emplear un paso diferente a fin de determinar la -  
 atenuación por el espesor de la pared, que la expresada en la ecuación  
 (5 - 30 ), en esta relación de atenuación de ruido, se expresa como -  
 una función de la frecuencia. Esto puede ser dividido en dos áreas:-

1. - Abajo del timbre de frecuencia ( $f_r$  )
2. - Arriba del timbre de frecuencia.

Cuando  $f/f_r$  es menor de 1 las características de la atenuación del ruido por la pared, son indebidamente relacionadas. Para  $f/f_r$  mayor que 1 las características de reducción están en el control de la masa que fluye.

Puede calcularse el nivel de ruido resultante mediante la siguiente ecuación:

$$SPL = SPL_M + SPL_{U/D} + SPL_M + SPL_{TL} + SPL_R \quad (5 - 45)$$

donde:

$SPL_M$  = factor por el número de Mach ( fig. 5-8 )

$SPL_{U/D}$  = factor velocidad/diámetro de válvula ( fig. 5 - 9 )

$SPL_M$  = factor de flujo ( fig. 5-10 )

$SPL_{TL}$  = factor de atenuación por espesor de pared ( fig. 5-11 y 5-12 )

$SPL_R$  = factor por la distancia del observador ( fig. 5-6 )

La figura 5-8 esta basada en los coeficientes  $K_d$  y  $K_q$  las cuales fueron desarrolladas utilizando un fluido con expansión libre.

En válvulas de control estos coeficientes son una función de la configuración del pasaje de flujo y deberán ser verificadas empíricamente

para cada diseño en específico.

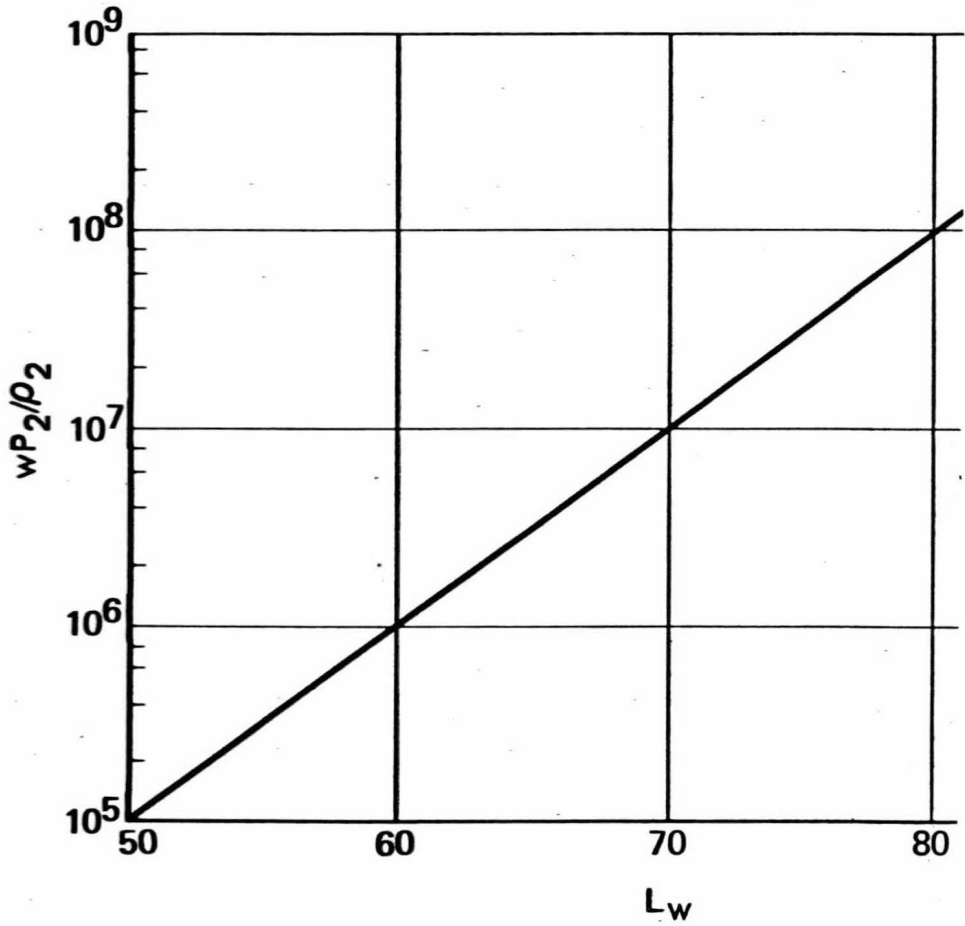


Figura 5 - 8

Figura 5 - 9

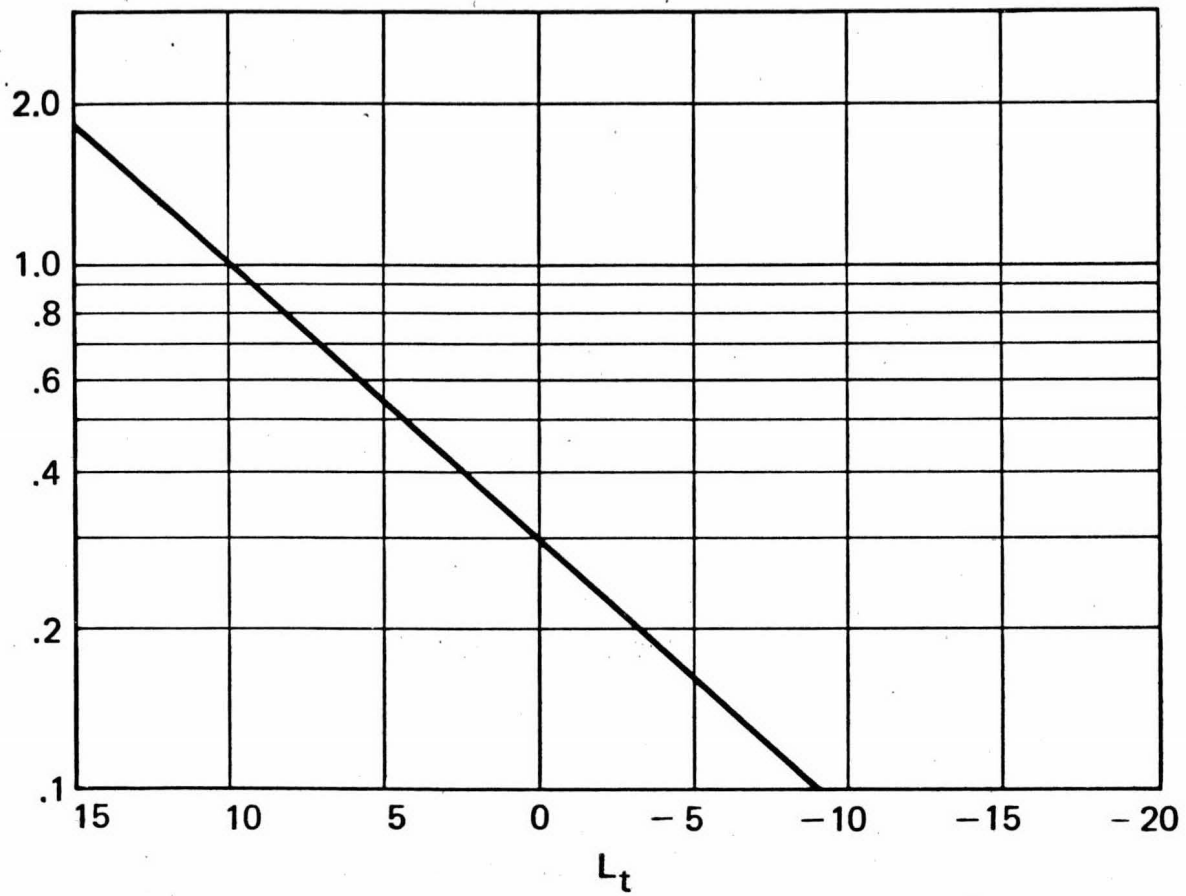
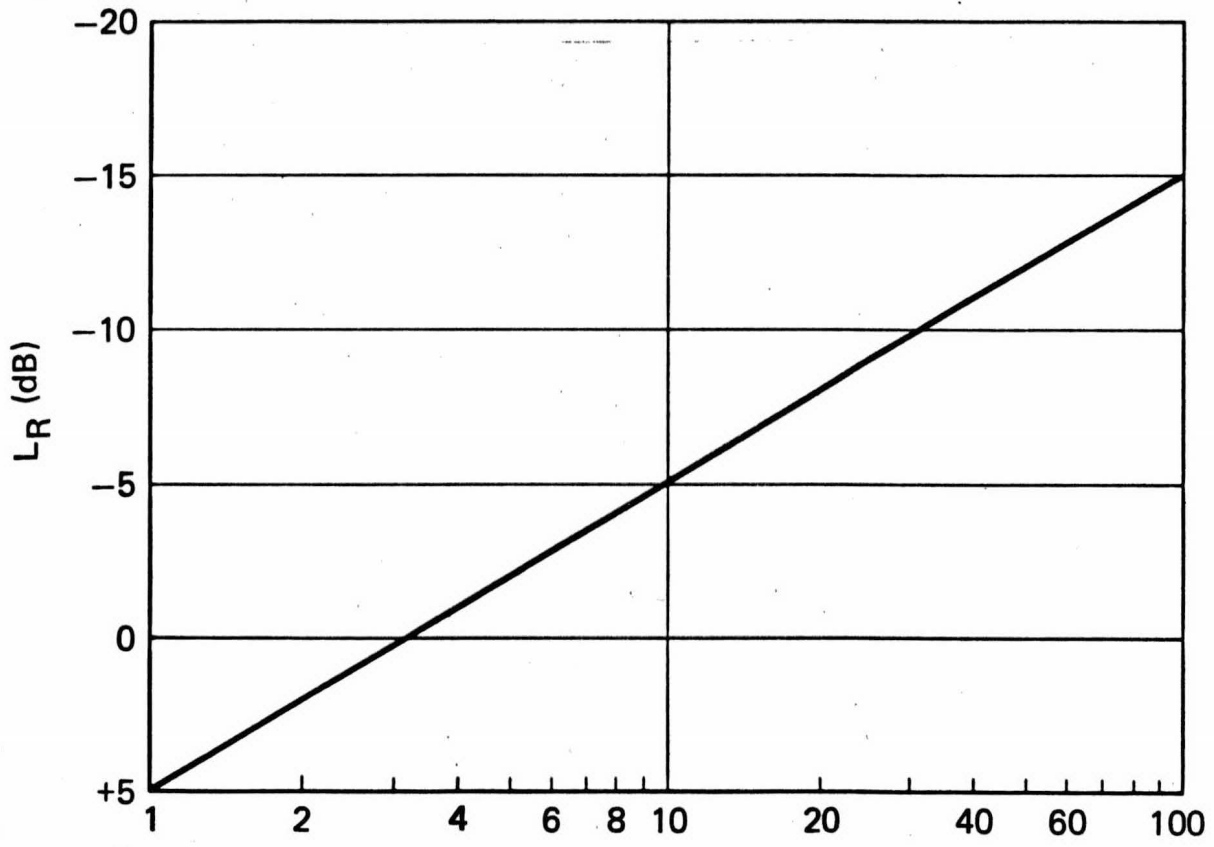


Figura 5 - 10



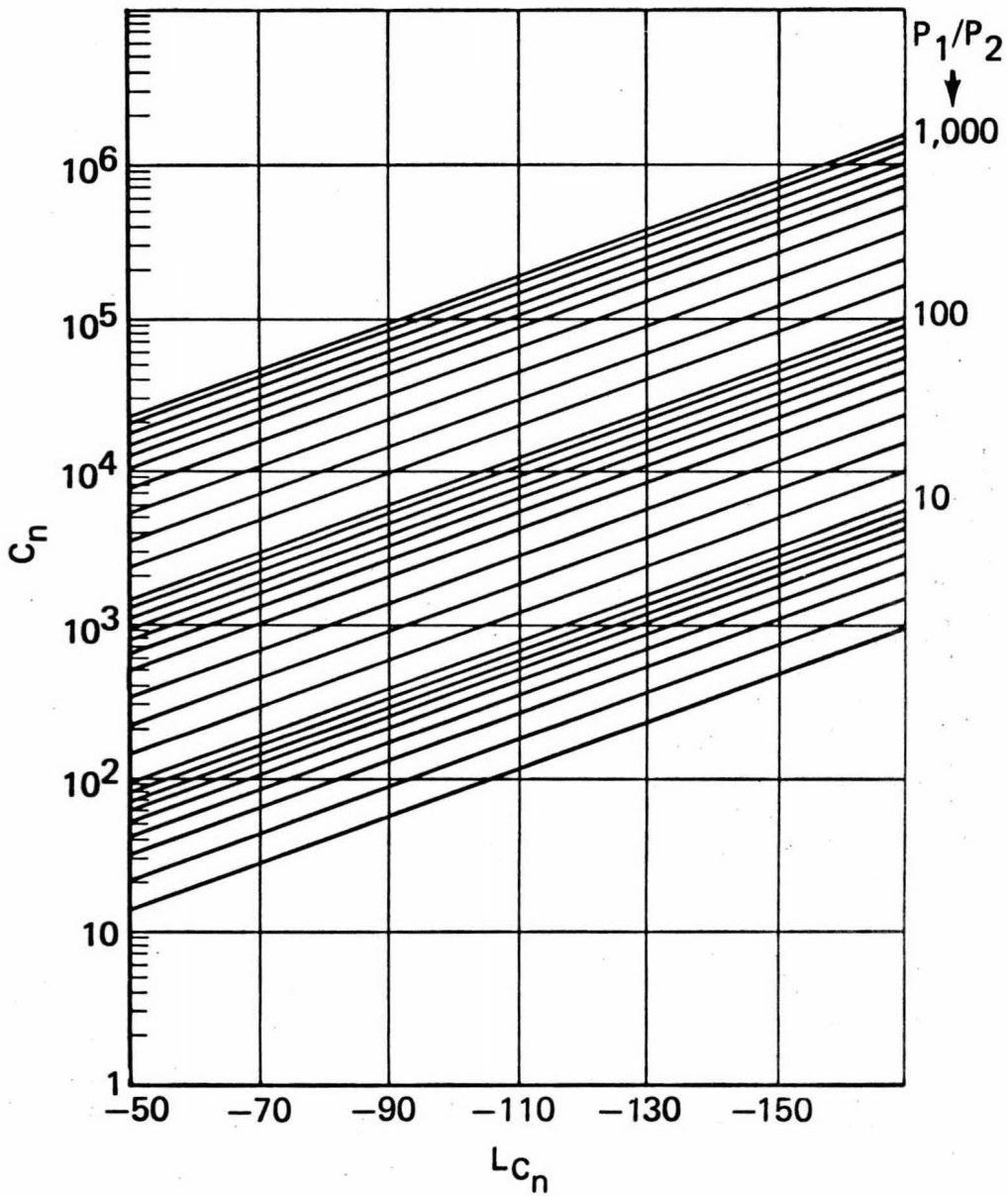


Figura 5 - 11

## CAPITULO VI

### APLICACIONES BASICAS AL CONTROL DE VELOCIDAD EN ELEMENTOS REDUCTORES DE PRESION

Como se ha establecido anteriormente, el nivel de ruido en una válvula de control tiene una estrecha relación con la velocidad del fluido, por lo que puede emplearse éste parámetro a fin de determinar cuando es necesario el empleo de valvulas de diseño especial y para poder calcular y diseñarlas.

Para el caso de fluidos compresibles y cuando se opera con caidas de presión crítica (  $p_1/p_2 \geq 2:1$  ), puede emplearse el siguiente método:

#### DETERMINACION DEL TIPO DE PROBLEMA

Con el fin de seleccionar el tipo más adecuado de válvula a emplear en un determinado problema, se requiere analizar los parámetros básicos de la operación de la válvula:

1. - Coeficiente de flujo de la válvula (  $C_v$  ).
2. - Presiones de entrada y salida bajo el rango de operación es decir, a flujos mínimo, normal y máximo.
3. - Gravedad específica ó bien volumen específico.
4. - Temperatura
5. - Estilo de válvula
6. - Tubería a emplear
7. - Localización

Se ha visto que puede establecerse la relación de ruido a flujo, relación de

presiones, gravedad específica del fluido y estilo de válvula:

$$\text{SPL} = 10 \log W + 6 \log \left[ \frac{P_1}{P_2} (G_f \times C_f^2) \right] - 10 \log R - 18 \\ \log t_2 + 55 \quad (6-1)$$

Así mismo, la interrelación de flujo, estilo de válvula, presión de entrada y gravedad específica, con el coeficiente de flujo ( $C_v$ ) puede expresarse como:

$$C_v = W / (2.8 \times P_1 \times C_f \times \sqrt{G_f}) \quad (6-2)$$

Combinando las ecuaciones (6-1) y (6-2) resulta:

$$\text{SPL} = 10 \log C_v + 16 \log (P_1/P_2)^{.375} - \log G_f - 2 \log C_f \\ - 10 \log R - 18 \log t_2 + 60 \quad (6-3)$$

La figura 6-1 muestra los factores de corrección para distancias del observador diferentes de 3pies, los valores de  $\log G_f$  y  $2 \log C_f$  son prácticamente despreciables, por lo que pueden eliminarse también. La ecuación (6-3) puede simplificarse:

$$\text{SPL} = 10 \log C_v + 16 \log (P_1/P_2)^{.375} + 65 \quad (6-4)$$

Esta ecuación puede ser transformada al utilizar las gráficas como:

$$\text{SPL} = LC_v + L_{P_1/P_2} - L_{t_2} + L_R + 65 \quad (6-5)$$

El siguiente ejemplo muestra la manera en que esto puede aplicarse a un caso particular:

#### EJEMPLO 1

$$P_1 = 265 \text{ psia} \\ P_2 = 35 \text{ psia} \\ W = 120,000 \text{ lb/hr}$$



$$G_f = 0.6$$

$$T = 60^{\circ}\text{F}$$

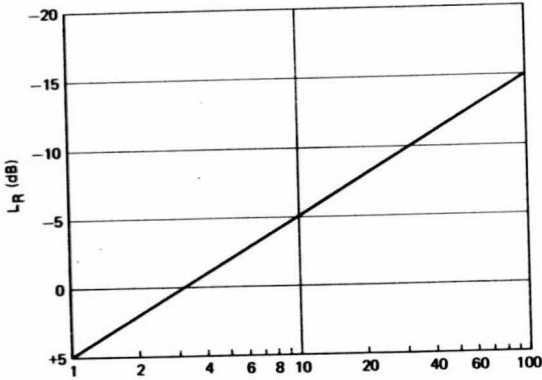


Figura 6 - 1

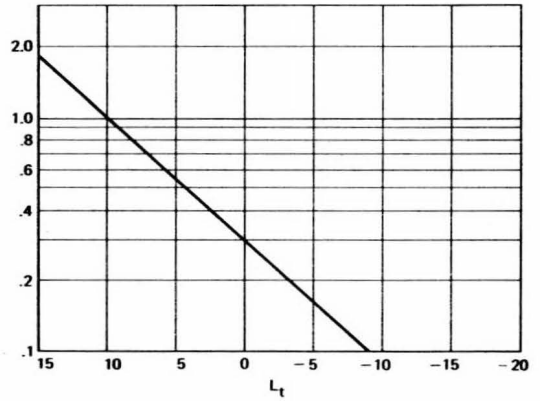


Figura 6 - 2

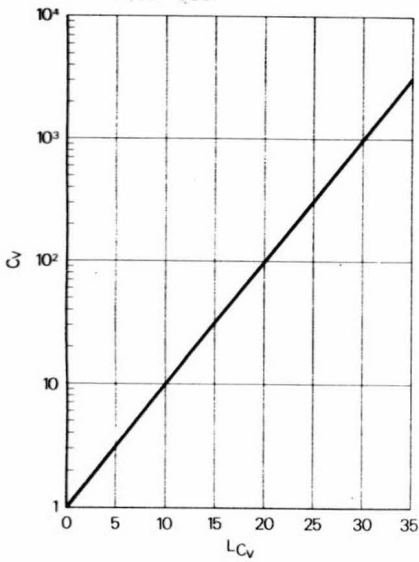


Figura 6 - 3

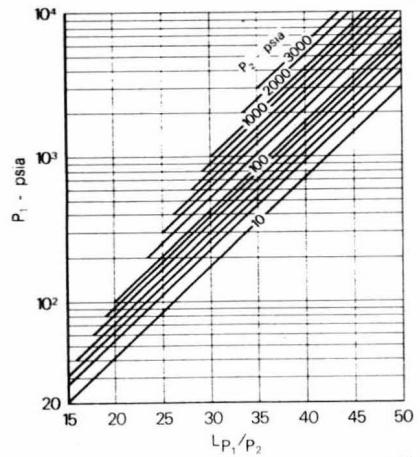


Figura 6 - 4

Proponemos emplear una válvula de puerto simple, configuración de globo donde  $C_f = 0.85$ , se requiere un nivel de ruido de 90 dBA a 3 pies.

1. -  $C_v = 120,000 / ( 2.8 \times 265 \times 0.85 \times 0.6 ) = 245$  la válvula será de 6" de diámetro, 300 lb ( ANSI ).
2. - De la figura 6 - 3 ;  $LC_v = 24$
3. - De la figura 6 - 4 ;  $L_{P_1/P_2} = 29$
4. - De la figura 6 - 2 ;  $L_T = 0$
5. - De la figura 6 - 1 ;  $L_R = 0$

$$SPL = 24 - 29 - 0 - 0 - 65 = 118 \text{ dBA a 3 pies}$$

El nivel de ruido calculado es mayor que el requerido por lo que es necesario emplear una válvula de configuración especial en esta aplicación.

#### DISEÑO DE VALVULAS DE CONTROL PARA ABATIMIENTO

##### DEL NIVEL DE RUIDO

Cuando se ha determinado la existencia de un problema de ruido en una válvula de control en una determinada aplicación en el manejo de un fluido compresible, puede emplearse un " coeficiente de diseño " (  $C_n$  ), a fin de abatir el problema de generación de altos niveles de ruido.

Se ha descrito la importancia del control de velocidad y su relación con el nivel de ruido, el coeficiente de diseño  $C_n$ ; se encuentra basado en limitar la velocidad del fluido empleando la siguiente ecuación:

$$SPL = 70 \log \left[ ( P_1/P_2 )^{1.017} / C_n^{0.847} \right] + 10 \log ( W_{P_2} / \rho_2 ) - 18 \log t_2 - 10 \log R + 65 \quad ( 6 - 6 )$$

combinando las ecuaciones ( 6 - 6 ) y ( 6 - 2 ) :

$$\text{SPL} = 70 \log \left[ \left( P_1/P_2 \right)^{1.017} / C_n^{0.847} \right] + 10 \log ( C_v P_1 ) - 18 \log t_2 - 10 \log R + 95 \quad (6-7)$$

La diferencia entre la ecuación (6-3) y el nivel de ruido requerido es:

$$\Delta \text{SPL} = 60 \log \left[ C_n / \left( P_1/P_2 \right)^{1.1} \right] - 35 \quad (6-8)$$

En esta forma, aplicado el ejemplo 1; obtenemos:

1. - Nivel de ruido requerido      SPL = 90 dBA a 3 pies
2. - Nivel de ruido calculado      SPL = 118 dBA a 3 pies
3. -       $\Delta \text{SPL} = 118 - 90 = 28$
4. - De la figura 6 - 5 el coeficiente de diseño  $C_n = 100$

Se podrá observar que el coeficiente de diseño  $C_n$  es igual al número de restricciones en serie multiplicada por la relación de áreas de expansión total de estas restricciones:

$$C_n = \frac{A_2}{A_1} \times N \quad (6-9)$$

donde:

$A_1$  = Area de entrada

$A_2$  = Area de salida

$N$  = Número de restricciones en serie

La relación entre el nivel de ruido, la tubería adyacente y el tamaño de las conexiones de la válvula, pueden expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$\text{SPL} = 40 \log W - 60 \log D - 20 \log \rho - 18 \log t - 10 \log R - 85 \quad (6-10)$$

Combinando (6-2) con (6-10) y efectuando correcciones por el ruido generado en la tubería tenemos:

a ) Para la tubería de entrada y conexión de la válvula:

$$SPL = 40 \log C_v + 20 \log p_1 - 70 \log D_1 - 10 \log R - 18 \log t_1 + 14 - 25 D_1^2 \left( \frac{\sqrt{G_f}}{C_v} \right)^{0.68} \quad (6 - 11)$$

Simplificando esta ecuación por términos prácticamente despreciables y transformandola a la forma de solución gráfica obtenemos:

$$SPL_1 = 4 LC_v + L_{p1} - L_{D1} + L_R - L_T + 20 - (D_1^2 \times K_{C_v}) \quad (6 - 12)$$

b ) Para la tubería de salida y conexión de la válvula:

$$SPL = 40 \log C_v + 40 \log p_1 - 20 \log p_2 - 70 \log D_2 - 10 \log R - 18 \log t_2 + 14 - 25 D_2^2 \left( \frac{p_2 \sqrt{G_f}}{p_1 C_v} \right) \quad (6 - 13)$$

Simplificandola en igual forma obtenemos:

$$SPL = 4 LC_v + 2 P_1 - L_{p2} - L_{D_2} + L_R - L_{T_2} + 20 - (D_2^2 \times K_{C_v} \times K_{p_2}) \quad (6 - 14)$$

En esta forma, puede seleccionarse adecuadamente el diámetro de tubería y de las conexiones en la siguiente manera :

- I. - Seleccionar un diámetro interno aproximado de conexión de entrada de la válvula, de acuerdo con las dimensiones normales de tubería que se fabrica.
- II. - Resolver la ecuación para  $SPL_1$ .
- III. - Resolver la ecuación para  $SPL_2$ .

Para el ejemplo 1 anteriormente citado obtenemos para la entrada:

1. -  $4 LC_v = 92$  ( Figura 6 - 3 )
2. -  $L_{p1} = 48$  ( Figura 6 - 6 )

3. -  $L_R = 0$  ( Figura 6 - 1 )
4. - Suponemos se requiere una tubería de entrada de 6" de diámetro, cédula 40
5. -  $L_{T_1} = 0$  ( Figura 6 - 2 )
6. -  $K_{C_v} = 0.55$  ( Figura 6 - 7 )
7. -  $K = 92 + 48 + 0 - 0 + 20 = 160$
8. -  $LD_1 = 55$  ( Figura 6 - 8 )
9. -  $SPL_1 = 160 - 55 - ( 36 \times 0.55 ) = 85$  dBA a 3 pies

Por lo que deberá utilizarse a la entrada, una tubería y conexión de la válvula de 6" de diámetro, cédula 40.

Para la salida de la válvula tenemos:

1. -  $L_{P_2} = 31$  ( Figura 6 - 6 )
2. -  $2LP_1 = 96$  ( Figura 6 - 6 )
3. -  $K_{P_2} = 0.25$  ( Figura 6 - 9 )
4. - Suponemos se requiere una tubería de salida de 10" de diámetro, con espesor de pared de 0.5"
5. -  $L_{T_2} = 4$  ( Figura 6 - 2 )
6. -  $K = 92 + 96 - 31 + 0 - 4 + 20 = 173$
7. -  $LD_2 = 70$  ( Figura 6 - 8 )
8. -  $SPL_1 = 173 - 70 - ( 100 \times 0.55 \times 25 ) = 89$  dBA a 3 pies

Deberá utilizarse a la salida, una tubería y conexión de la válvula de 10" de diámetro, espesor de pared de 0.5".

Por lo que para el ejemplo citado, la válvula requerida será de 6" x 10" , 300 Lb ( ANSI ), con un coeficiente de diseño  $C_n = 100$ .

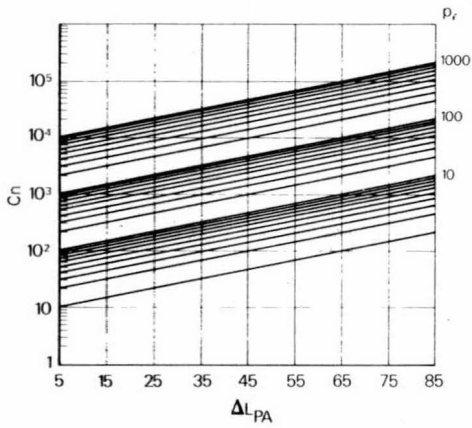


Figura 6-5

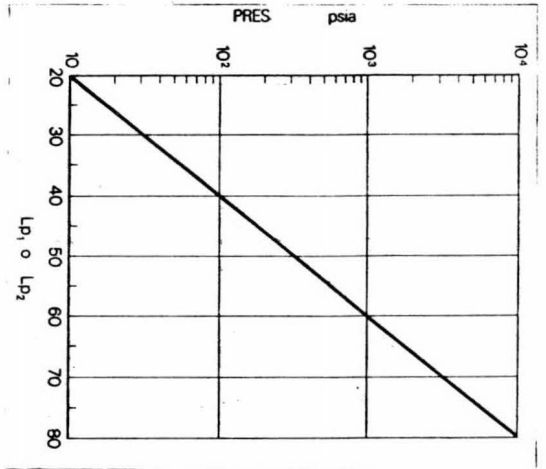


Figura 6-6

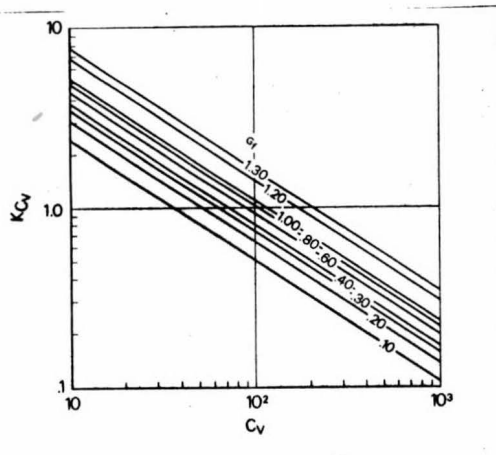


Figura 6-7

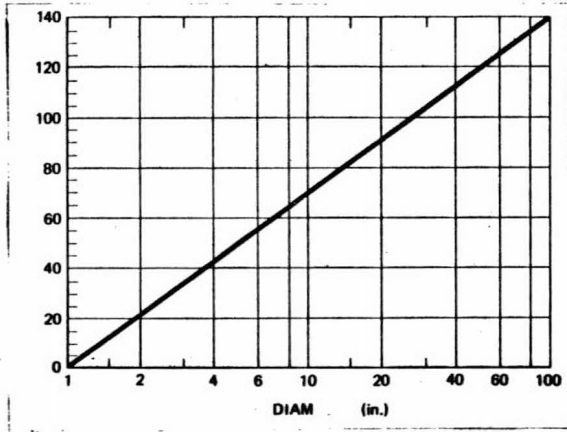


Figura 6-8

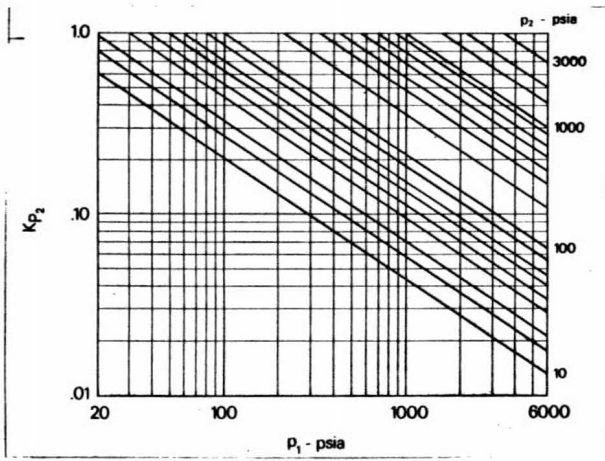


Figura 6-9

## APLICACIONES

En un gran número de operaciones se hace totalmente indispensable, el empleo de elementos de control de diseño especial; aún más, existen - operaciones en los cuales el proceso en sí puede depender del buen funcionamiento de una válvula de control, como podría ser el caso de la destilación por flasheo y en operaciones criogénicas.

En términos generales, algunas de las operaciones en las que normalmente deben utilizarse éste tipo de válvulas especiales son las siguientes:

Para manejo de líquidos:

1. - Regulación de agua de alimentación a calderas
2. - Recirculación y flujo mínimo en bombas
3. - Rociado en atemperadores
4. - Control de nivel en deaeradores

Para gases y Vapores:

1. - Control de flujo
2. - Control de presión en sistemas de expansión o venteo
3. - Control de presión en líneas de conducción
4. - by-pass de turbinas
5. - Protección de compresores por variaciones de flujo

Además de las aplicaciones anteriores, el diseño de válvula de laberintos ha logrado, mediante el control de la velocidad del fluido; dos aplicaciones que suplen con grandes ventajas sistemas completos que se utilizaban con



gran frecuencia, estos son; los elementos silenciadores para venteos a la atmósfera y los sistemas para acondicionamiento de vapor.

#### VENTEOS A LA ATMOSFERA

Los venteos a la atmósfera han sido uno de los mayores problemas debido a los altos niveles de ruido que se generan, normalmente una válvula convencional aún operando con bajas caídas de presión requieren el empleo de un equipo adicional para mantener el nivel de ruido dentro de los límites aceptables. Si la presión del fluido es alta el llegar a la válvula de control pueden provocar niveles de ruido del orden de 150 dBA a 170 dBA. En muchas ocasiones el empleo de mofles y silenciadores pueden solamente lograr atenuar este nivel de ruido en 20 dBA a 30 dBA.

Mediante el empleo de un elemento de diseño de laberintos y gracias al control de la velocidad del fluido, es posible prácticamente obtener cualquier nivel de ruido, contando además con las ventajas tales como requerir menos espacio, menores costos de instalación, eliminación de estructuras etc., La única restricción que puede presentarse con el empleo de este diseño, es que no puede ser utilizado en venteos de emergencia; debido a la contrapresión que ejercería.

#### ACONDICIONAMIENTO DE VAPOR

La generación de vapor de agua para los diversos procesos puede realizarse mediante la obtención de vapor sobrecalentado, pero normalmente los equipos de proceso operan con vapor saturado.

En otros casos, aunque se genere vapor saturado pero se empleará en equipos que operen bajo muy diferentes presiones; se hará necesario el empleo

de sistemas que puedan producir la calidad de vapor adecuado a cada aplicación.

Estos sistemas capaces de lograr tanto la reducción de presión como de temperatura del vapor de agua, son los llamados acondicionadores de vapor. El de tipo convencional consiste básicamente como se aprecia en la figura 6 - 10 de una válvula reductora de presión, una válvula de control de agua, una válvula de control de vapor para atomizar el agua, un tubo enchaquetado para lograr la completa vaporización del agua, controlador de presión y temperatura.

Mediante el empleo del diseño de laberintos, el sistema empleado se reduce notablemente al eliminarse la válvula de control de vapor para atomización, así como del tubo enchaquetado el cual tiene una longitud equivalente en diámetros de tubería, de 20 a 50; dependiendo de las diferencias de temperatura a la entrada y a la salida del sistema. En este diseño de laberintos la inyección de agua se realiza en el mismo cuerpo de la válvula, por el lado de alta presión; a fin de que la mezcla del agua y del vapor se realice en los laberintos que contienen los discos. Se logra reducción de costos por eliminarse la necesidad de emplear aleaciones especiales en la tubería, normalmente requeridas en el sistema convencional, además es requerido un menor espacio y los sensores de presión y temperatura pueden colocarse a menor distancia, aproximadamente a un metro de la salida de la válvula permitiendo un mejor control al sistema ( figura 6 - 11 ) Puede obtenerse también un mayor acercamiento a la curva de saturación.

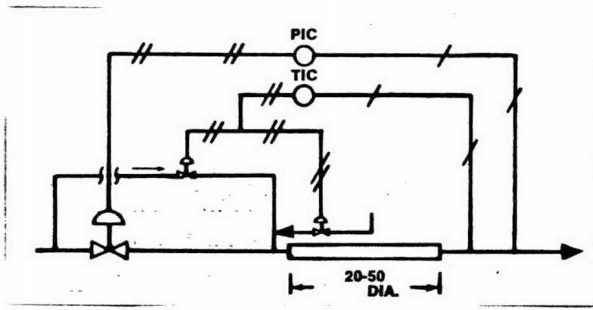


Figura 6 - 10

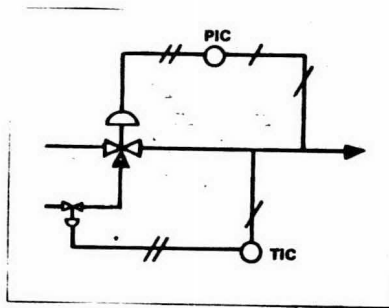


Figura 6 - 11

## CAPITULO VII

### SINOPSIS

Debido a la frecuencia con que la necesidad de control de presión se encuentra en los procesos de la Industria Química, han surgido algunos problemas asociados con el control de esta variable los cuales pueden alcanzar magnitudes de primordial importancia tanto dentro del proceso mismo, de seguridad industrial y de contaminación ambiental.

El estudio de las operaciones unitarias de la Ingeniería Química proporcionan los mecanismos sobre la transferencia de propiedades en las tres regiones - en donde se tiene diferente comportamiento debido a las velocidades de difusión, las ecuaciones desarrolladas operan con variables cuya cuantificación es difícil, por lo que se hace necesario el empleo de funciones más sencillas en términos de variables mensurables.

Los principios sobre la conservación de la energía son aplicados a la solución práctica de los problemas, pero debido a que el comportamiento de un fluido real es más complejo que el de uno ideal, las ecuaciones obtenidas describen condiciones de punto pero no contienen soluciones globales, el empleo de métodos semi-empíricos debe ser aplicado para resolver los problemas sobre el manejo de fluidos.

De los elementos auxiliares para el manejo de fluidos, las válvulas han tenido un desarrollo de gran importancia debido a las variables susceptibles de control, tales como flujo, presión y velocidad.

Los servicios en que se requiere el empleo de diferentes tipos de válvulas no sólo han aumentado debido al número de variables a controlar sino también han propiciado el desarrollo de toda una tecnología en cuanto a la configuración, diseño interno y forma de operarse.

Dentro de las válvulas diseñadas para controlar la presión de un fluido, también se cuenta actualmente con una gran variedad, las que son aplicadas a diferentes servicios en cuanto al rango de las condiciones de operación y la magnitud del problema debido a la caída de presión del fluido que habrá de controlar.

Cuando la caída de presión es alta puede ocurrir una serie de problemas que tienen como origen común la velocidad excesiva del fluido en el área de mayor restricción en la válvula de control. Esta velocidad es una función directa de la diferencia de presiones y es la verdadera causa de serios trastornos, pudiendo afectar al proceso mismo.

La velocidad excesiva como un problema que se presenta en elementos que operan con alta caída de presión es fácilmente visualizado empleando la ley de Torricelli que establece que un fluido pasando a través de un orificio convierte su energía potencial a energía cinética.

En forma experimental se han obtenido valores de las velocidades tanto para líquidos como para gases y vapores en donde esta velocidad trae ya una combinación de problemas siendo principalmente:

Control errático

Ruido excesivo

El control errático puede tener dos causas, la erosión y la cavitación. La erosión puede ocurrir por abrasión o por la acción de la fricción del fluido. La cavitación ocurre por el cambio de energía cinética a energía potencial cuando se presenta una vaporización instantánea seguida de una condensación instantánea al haber una recuperación de la energía potencial del fluido. Los esfuerzos en las superficies donde ocurre la cavitación son de una magnitud tal que pueden destruir una válvula en poco tiempo.

En igual forma debido a presiones asimétricas en el tapón de la válvula el control se ve afectado debido a vibraciones que además pueden provocar fatigas en el vástago. Estos problemas son también una función directa de la velocidad del fluido.

Se han establecido dos áreas de problemas en las válvulas, la que afecta directamente el control y la que provoca niveles excesivos de ruido.

Las regulaciones tendientes al control de la contaminación ambiental ya definen actualmente los niveles máximos permisibles, además de las normas establecidas desde el punto de vista de la seguridad industrial.

Para el caso de las válvulas de control también se ha determinado que la velocidad excesiva del fluido es el verdadero origen de niveles altos de ruido. Ha sido posible también establecer que este ruido excesivo generalmente va acompañado de otros problemas que afectan directamente al control y operación de la válvula y consecuentemente al proceso que se realiza.

Se ha mencionado el problema de vibraciones que afectan directamente al control de la válvula pero también dan como resultado niveles de ruido -- que pueden transmitirse a lo largo de las líneas de tubería.

Para el caso de fluidos compresibles el cambio de volumen específico al ocurrir una fuerte disminución en la presión, trae también algunos problemas como en el caso de un gas que al enfriarse queda sujeto a los efectos de Joule-Thompson pudiendo causar taponamientos por congelamiento.

Para el caso de vapor de agua se puede causar la formación de gotas y -- una fuerte erosión en el interior de la válvula.

Estableciendo que el nivel de ruido que se genera en una válvula de control es una función directa de la velocidad del fluido, se determina el grado -- de complejidad del problema, a fin de encontrar la mejor solución para la operación adecuada del proceso o sistema que se analiza. Puede ser que -- la solución sea la localización de la válvula de control o llegar a la necesidad de emplear elementos de diseño especial.

Los diferentes diseños de válvulas de control que pueden ser empleadas para la solución adecuada al problema de reducción de la presión, tienen que se analizados para cada caso en particular a fin de encontrar la solución -- óptima. La mayoría de los diseños disponibles en este tipo de elementos, -- tienen limitaciones debido al rango por las condiciones de operación en que pueden ser utilizados.

El deseado proceso isoentálpico en estas válvulas de control es difícil de -- obtener, pero mediante el control de la velocidad del fluido pueden obtenerse

los mejores resultados para la solución a los problemas que ocurren por la caída alta de la presión.

Los diferentes métodos que se han desarrollado para el cálculo del nivel de ruido en las válvulas de control, nos proporcionan ya no sólo el dato relativo al nivel de ruido que habra de esperarse sino también es posible realizar el diseño del elemento que habrá de controlar la velocidad del fluido, así como para determinar las dimensiones de la tubería tanto a la entrada como a la salida de la válvula, a fin de lograr un control adecuado y la realización del proceso.

Otras aplicaciones relacionadas con el control de la velocidad del fluido como son el diseño de silenciadores para venteos a la atmósfera y elementos para el acondicionamiento de vapor, son los avances que representa el principio sobre el control de la velocidad en válvulas de control.



## B I B L I O G R A F I A

**John H. Perry**

**Chemical Engineers' Handbook**

**McGraw-Hill 1963.**

**Alan S. Foust**

**Principios de Operaciones Unitarias**

**Editorial Continental, S. A. 1969.**

**R. E. Self**

**Why Velocity Control**

**Boletin 100 1972**

**Robert A. Zarate**

**Control Valve Noise Prediction And Sizing**

**International Instrumentation Automation**

**Simposio 1974**

Duane A. Gettman - Robert A. Zarate

Introduction of a Noise Sizing

Coefficient for Final Control Elements

International Instrumentation - Automation

Simposio 1973

Duane A. Gettman

Control Valve Noise Prediction and

Its Relation to Fluid Velocity

International Instrumentation Automation

Simposio                      Febrero 1973

L. W. Smith

The Benefits of Controlled Velocity

Regulations

Control Components Inc. 1963

Fisher Controls Inc.

Noise Abatement

Section 3                      Marzo 1972

**Duane A. Gettman**

**Noise in Compressible Flow Systems**

**Control Components Inc. 1972**

**Masoneilan International Inc.**

**Control Valves Condensed Catalog**

**Boletín 363 E 1973**

**Robert A. Zarate**

**Control Components Inc.**

**Estimated Aerodynamic Valve Noise  
and a Solution**

**Boletín 120 1972**

**R. E. Self**

**How To Justify Special Control Valves**

**A Dun - Donnelley Publication 1973**

**J. B. Arant**

**Chemical Engineering**

**Special Control Valves Reduce Noise  
and Vibration**

**McGraw-Hill**

**Marzo 1972**

**M. José L. Rodríguez G. - Ing. Julián Torres Ruíz**

**Fundamentos Acústicos para la Evaluación**

**de los Niveles Máximos Permisibles de la**

**Contaminación por Ruido**

**S. S. A.**

**Ponencia**

**1973**