

Fig. 6 Válvula de desahogo de seguridad con piloto

La válvula de resorte del tipo de presión equilibrada tiene cuando menos dos ventajas en relación con las válvulas no equilibradas; permite una presión graduada constante aunque deba descargar en un sistema en el cual varía la presión y permite la descarga a un sistema en el cual la contrapresión variable o creciente puede exceder del límite de 10% que se requiere en las válvulas convencionales.

Las válvulas de presión equilibrada se han utilizado con contrapresión variable hasta del 80% de la presión graduada; sin embargo, se debe hacer una corrección de capacidad siempre que la contrapresión exceda de alrededor de 15% en una válvula en servicio con líquido o del 20% en una en servicio con vapores. Las gráficas (Fig. 10) presentan factores típicos de corrección de capacidad para válvulas de resorte, pero se debe consultar al fabricante a ese respecto para aplicaciones específicas.

Válvulas operadas por piloto

Las válvulas operadas por piloto son de desahogo de seguridad y no se deben utilizar con pastas aguadas o polímeros porque pueden obstruir el piloto (Fig. 6); son excelentes para servicio con gas a alta presión a temperaturas menores de 300°F y no se deben emplear a temperaturas más altas, porque los sellos anulares tienen una temperatura limitada a unos 350°F.

Estas válvulas consisten en dos componentes: el principal y el piloto. La válvula principal tiene un pistón con superficie transversal más grande en el lado de descarga (superior) que en el lado de entrada. La válvula piloto bajo carga de resorte, que se abre a la presión para desahogo, aplica la fuerza de un gas o un líquido a la misma presión que la del proceso. Por tanto, este pistón tiene la misma presión en las partes superior e inferior y la superficie más grande en la parte superior produce mayor fuerza para empujar al pistón hacia abajo contra su asiento. Entonces, la válvula asienta con más fuerza conforme aumenta la presión de funcionamiento; la válvula se

puede graduar a presiones muy ligeramente más altas que la de operación y no oscilará.

Las válvulas operadas por piloto tienen, cuando menos, otras tres ventajas:

1. Si la tubería lo permite, se pueden operar a control remoto para la purga manual del sistema.

2. Si se monta la válvula piloto cerca del recipiente protegido, la válvula principal puede estar a una distancia considerable y no se moverá porque la válvula piloto no está expuesta a los efectos de las pérdidas por fricción en la tubería.

3. Las válvulas con piloto pueden soportar contrapresiones muy altas, hasta del 90% de la presión graduada si tienen bridas de salida modificadas, lo cual las hace ideales para la protección de compresores alternativos de etapas múltiples.

Discos de ruptura

Un disco de ruptura consiste en un sujetador y un disco metálico destinado a romperse o fracturarse a la presión de desahogo. Los discos se pueden utilizar para proteger recipientes con presiones de diseño muy altas que exceden mucho la capacidad de las válvulas de desahogo. Además, son los indicados para grandes capacidades y toda la cabeza de un recipiente se puede construir en forma de disco de ruptura.

Hay dos tipos básicos: el preabombado, que es el convencional y el de combadura inversa (Fig. 7). Una desventaja del tipo preabombado o preabolsado es que requiere una presión de graduación alrededor de 1.5 veces mayor que la de operación, debido a su susceptibili-

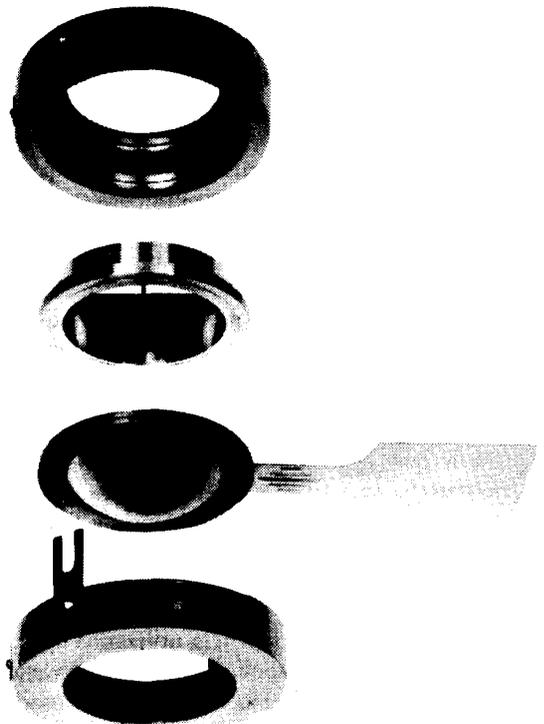


Fig. 7 El disco de ruptura descarga las explosiones

Varec Inc.

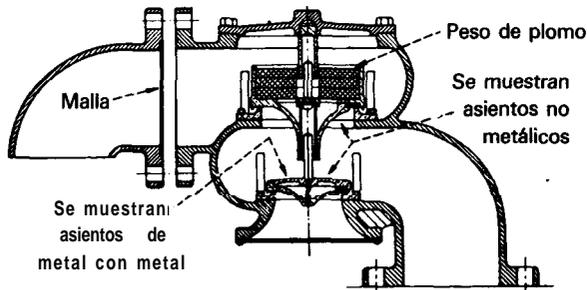


Fig. 8 - Respiradero para tanques de almacenamiento atmosférico

dad a la fatiga por esfuerzo. Esto significa que el recipiente protegido se debe proyectar para una presión más alta. Además, la presión de disparo del tipo preabombado puede ser errática.

Por contraste, el tipo de combadura inversa se puede graduar a no más de 1.1 veces la presión de funcionamiento. Su precisión lo hace adecuado para proteger la entrada a las válvulas de desahogo en servicio con líquidos sucios o con polímeros.

La mayor desventaja de los discos de ruptura es que no pueden volver a asentar. La ruptura hace que se pierda la presión en el sistema protegido y hay que parar la unidad de proceso para reemplazar el disco. Por tanto, no resultan seguros para fluidos tóxicos y se debe pensar en utilizar válvulas de desahogo en serie después de un disco de ruptura para esos fluidos.

Respiración de los tanques

Los tanques de almacenamiento a presión atmosférica se pueden proteger con válvulas destinadas a descargar con presiones positiva o negativa muy bajas. Estas válvulas típicas son las combinadas para desahogo de presión y vacío que suelen tener paletas con pesos de plomo (Fig. 8). La graduación de presión se debe establecer al valor *seguro* de la presión de diseño del tanque para que la válvula descargue por completo esa presión. Se debe consultar al fabricante para determinar la graduación. La graduación típica puede ser 1 in de agua para vacío y de + 0.25 psig para presión positiva, en un tanque diseñado para 2 in de agua de vacío y 0.5 psig. El código aplicable es el API 2000, "Respiración de tanques de almacenamiento a presión atmosférica y baja".

Las válvulas de desahogo con piloto también se pueden utilizar para proteger tanques de almacenamiento a baja presión, pues llegan a su capacidad nominal a la presión graduada. Por tanto, se pueden ajustar más cerca de la presión de diseño que las del tipo de paleta.

Válvulas de desahogo tipo atmosférico

Los condensadores de superficie utilizados con turbinas de condensación de vapor funcionan con vacío. La pérdida del agua de enfriamiento para el condensador no le permite condensar el vapor. Por tanto, surge la necesidad inmediata de dar respiración a gran cantidad de vapor, para lo que existen válvulas de desahogo de gran

Atwood & Morrill Co

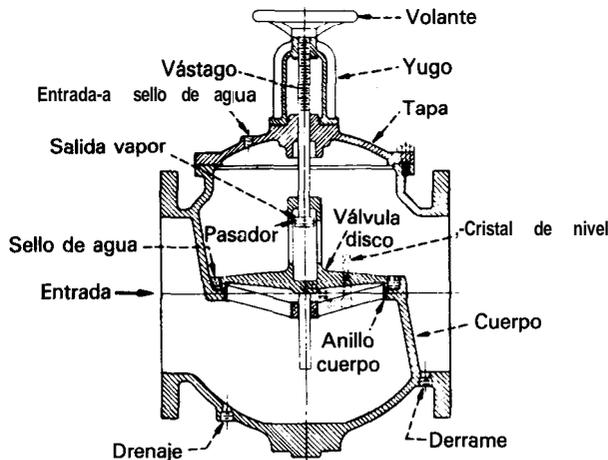


Fig. 9 Desahogo a la atmósfera de condensadores de superficie

capacidad, de las cuales hay dos tipos: paleta con pesos (Fig. 9) y de orificios múltiples. Se gradúan para desahogar a presión atmosférica o un poco más alta.

El tamaño de estas válvulas se puede determinar de acuerdo con las normas del Heat Exchange Institute: "Condensadores de chorro barométricos y para baja presión '1', en la figura B 14, página 17.

Aplicaciones especiales

Las bombas recíprocantes producen impulsos de presión que tienden a elevar el disco de una válvula de desahogo y ocasionar fugas. Por ello, las válvulas en este servicio se deben graduar, cuando menos, a 25% más que la presión de funcionamiento.

Las válvulas de desahogo de seguridad en compresores recíprocantes (alternativos) se deben graduar, a cuando menos, 15 % más que la presión de funcionamiento. Las válvulas con piloto se pueden graduar más bajas.

Definiciones

Sobrepresión: Los dispositivos para desahogo de presión no llegan a su plena capacidad a la presión graduada para apertura. Por ejemplo, una válvula de desahogo en servicio con líquido no abre por completo hasta que la presión en la entrada es 25 % más alta que la presión graduada. Este aumento se llama sobrepresión.

Acumulación: El código ASME para calderas y recipientes de presión permite que la presión máxima de desahogo exceda la presión de diseño del recipiente hasta ciertos límites especificados. Este margen se llama acumulación y se expresa como porcentaje de la presión de diseño del recipiente. Los valores típicos de acumulación permisible son:

- Calderas (ASME) 6%
- Recipientes de presión sin fuego (ASME) 10%
- Recipientes de presión expuestos al fuego (ASME) 20%

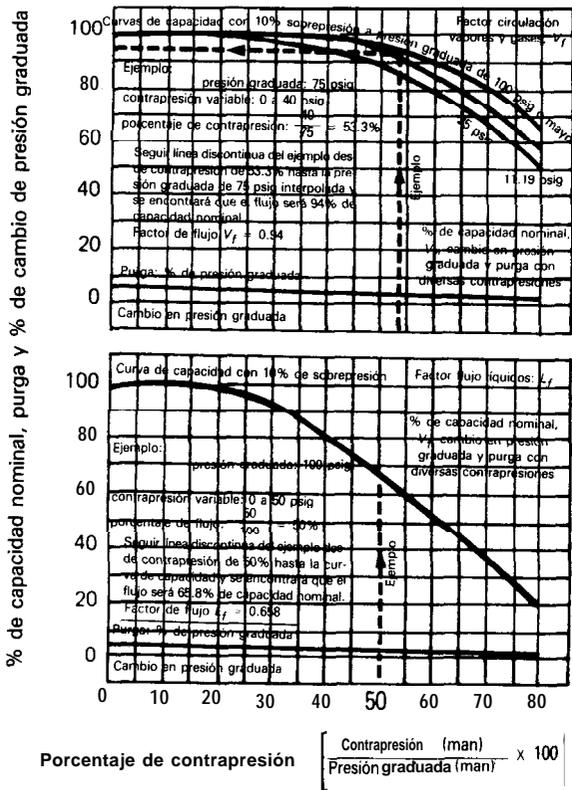


Fig. 10 Características de rendimiento de válvulas de fuelle de presión equilibrada

- Tuberías de presión y de descarga de bombas 2.5 %
- Tanques de almacenamiento a presión atmosférica 0 %

Purga es la diferencia entre la presión graduada y la de nuevo asentamiento automático de una válvula de desahogo, expresada como porcentaje de la presión graduada y suele ser de 4% menos que la presión graduada.

Reglas y razonamientos

Los sistemas de desahogo, además de cumplir con los códigos respectivos, deben seguir los principios surgidos por sentido común y experiencia. Con frecuencia, una válvula de desahogo debe proteger equipo sometido a sobrepresiones por una serie de causas sin relación entre sí; por ejemplo, una columna de fraccionamiento podría estar sometida a sobrepresión por un incendio externo, descarga obstruida, falta de reflujo; falla de la electricidad, del agua de enfriamiento o de los instrumentos. El tamaño de la válvula de desahogo se debe determinar para cada una de esas condiciones y su tamaño debe ser bastante para manejar la máxima capacidad.

Para determinar las cargas de desahogo no se deben suponer dos riesgos; por ejemplo, no se supone que dos eventos separados y sin relación entre sí puedan ocurrir en forma simultánea, como una falla de la corriente y una descarga bloqueada.

No hay que omitir el equipo para emergencia que normalmente no funciona ni los mecanismos de paro y cierre

Cabe suponer que una válvula de control que está abierta al ocurrir una alteración seguirá funcionando salvo que la causa de la alteración haya ocasionado la falla de la válvula.

Siempre que pueda estar presente un combustible, es necesario proteger un recipiente de presión con una válvula de desahogo de seguridad lo bastante grande para manejar los vapores generados por un incendio externo. Se puede también aislarlo si el recipiente es resistente al fuego y está instalado de modo que no lo puedan dañar el fuego o los aparatos para apagar el fuego.

Ecuaciones para determinar el tamaño de las válvulas

Aunque en los cálculos para el diseño se deben utilizar los códigos aplicables, las siguientes ecuaciones adaptadas de API RP 520 se pueden emplear para determinar el tamaño de las válvulas. Las ecuaciones utilizadas por los fabricantes pueden tener ligeras variaciones, pero son aceptables; las reglas de cálculo especiales que regalan algunos fabricantes tienen suficiente exactitud para la mayor parte de los problemas de determinación del tamaño.

Servicio con líquidos

$$A = \frac{gpm \sqrt{G}}{27.2 K_p K_u K_v \sqrt{p - p_b}}$$

en donde:

- A = superficie efectiva de descarga de la boquilla, in²
- gpm = volumen de flujo, gal/min
- K_p = factor de corrección de capacidad debido a sobrepresión, = 1.00 para 25 % de sobrepresión, sin dimensiones
- K_u = factor de corrección debido a la viscosidad = 1.0, trapresión en válvulas de fuelle = 1.0 para válvulas convencionales, sin dimensiones
- K_v = factor de corrección debido a la viscosidad = 1.0 en donde el número de Reynolds de la boquilla es mayor de 60 000 o la viscosidad a la temperatura de desahogo es menor de 200 SSU, sin dimensiones
- p = presión graduada deválvula de desahogo, psig
- p_b = contrapresión, psig
- G = densidad relativa del líquido a la temperatura de flujo, sin dimensiones

Servicio con vapores: (gases)

$$A = \frac{W \sqrt{TZ}}{CKP_1 k_b \sqrt{M}}$$

en donde:

- A = superficie efectiva de descarga (superficie de boquilla en válvulas con boquilla completa) in²
- W = flujo por la válvula, lb/h

T = temperatura del vapor de entrada, °R

Z = factor de compresibilidad del gas, sin dimensiones

C = relación entre los calores específicos (presión constante y volumen constante) en condiciones estándar

K = coeficiente del fabricante para descarga (alrededor de 0.97) sin dimensiones

P_1 = presión corriente arriba, psia

K_b = factor de corrección de capacidad para contrapresión (consultar especificaciones del fabricante) sin dimensiones

M = peso molecular del gas

Servicio con vapor de agua:

$$A = \frac{W}{50P_1K_{sh}}$$

en donde:

A = superficie efectiva de descarga, in²

W = volumen de flujo, lb/h

P_1 = presión corriente arriba más acumulaciones permisibles, psia

K_{sh} = factor de corrección para supercalentamiento en el vapor, = 1.0 para vapor saturado, sin dimensiones

No se pueden aplicar fórmulas generales para determinar el tamaño a discos de ruptura, válvulas de desahogo atmosféricas o equipo para respiración de tanques, por lo cual se debe solicitar la información correspondiente al fabricante.

Instalación

La tubería de entrada a las válvulas de desahogo, válvulas de seguridad y válvulas de desahogo de seguridad deben tener una superficie cuando menos igual a la de la conexión de entrada de la válvula. Las válvulas de seguridad de las calderas se deben montar en boquillas conectadas directamente a la caldera, sin tubos intermedios. Pero las válvulas de desahogo y las de desahogo de seguridad que protegen recipientes pueden tener su entrada conectada con un cabezal común de tubos. La superficie transversal del cabezal de entrada debe ser, cuando menos, igual a las superficies combinadas de las conexiones de entrada a las válvulas. Dado que la válvula está

diseñada para volver a asentar con una purga de 4% o siempre que la presión en la entrada cae a menos de 4% en relación con la graduada, el tamaño de la tubería de entrada, a menudo, debe ser mayor que el de las conexiones de entrada.

Esto significa que la tubería de entrada debe ser lo bastante grande como para asegurar que la pérdida por fricción sea inferior al 3 % de la presión graduada para evitar movimiento de válvula, pues éste reduce mucho la capacidad de la válvula y puede ocasionar un peligroso exceso de presión en el recipiente protegido.

La tubería de salida de la válvula debe ser, cuando menos, igual al tamaño de la conexión de salida. El sistema de tubería de descarga se debe diseñar de modo que la contrapresión no suba hasta el punto en que disminuya la capacidad de la válvula para proteger el recipiente. Además, no se debe permitir que la contrapresión del sistema aumente hasta el punto en que podría impedir la apertura de las válvulas de baja presión que descargan en el mismo sistema.

Las válvulas de desahogo de presión y su vástago se deben montar verticales y en una forma en que no se acumule líquido en el lado de descarga de la válvula.

Aspectos legales

Algunos códigos, como el Código ASME para calderas y recipientes de presión han sido elevados al rango de ley en muchos estados y municipios en Estados Unidos. La OSHA ha adoptado ese código ASME y la Norma API 200, "Respiración de tanques atmosféricos y de baja presión". Es probable que se incluyan otros códigos más, aunque es posible que todo el equipo para desahogo de presión quede incluido en las disposiciones de la OSHA en cuanto a "riesgo reconocible".

El autor



Floyd E. Anderson es Ingeniero Senior de Instrumentos en Flour Engineers and Contractor, P.O. Box 4051, Anaheim, CA 92803, donde ha trabajado en el Departamento de Ingeniería de instrumentos desde que ingresó en 1959. En los últimos años ha fungido como ingeniero de instrumentos avanzados en proyectos que incluyen el diseño y construcción de nuevas plantas de proceso. Antes se había encargado del diseño de diversos sistemas de desahogo de presión así como ingeniería en diversas refinerías de petróleo y plantas químicas y petroquímicas.

Sistema de desahogo de presión

Conforme las unidades de proceso se vuelven más complejas y tienen más energía almacenada, el diseño de dispositivos de desahogo seguros, económicos y confiables e instalaciones para eliminación se vuelve más importante que nunca.

Marx Isaacs, Flour Corp

Los sistemas de desahogo de presión protegen al personal y al equipo contra un funcionamiento anormal de un proceso. Algunas condiciones que pueden ocasionar presiones excesivas son:

- Exposición al fuego u otras fuentes externas de calor.
- Calentamiento o enfriamiento del líquido retenido entre las válvulas o alguna otra sección cerrada del sistema que produce una dilatación hidráulica.
- Falla mecánica de los dispositivos normales de seguridad, mal funcionamiento del equipo de control u operación manual incorrecta que produce llenado en exceso del equipo.
- Producción de más vapores de los que puede manejar el sistema, después de una alteración en el funcionamiento.
- Generación inesperada de vapores como resultado de desequilibrio del calor en el proceso.
- Reacción química con generación de calor y producción de gas (vapores) en exceso de la capacidad del sistema.

En la tabla 1 se enumeran los objetivos que se alcanzan con los sistemas de desahogo, para evitar presiones excesivas en la planta.

DISPOSITIVOS PARA DETECCIÓN Y DESAHOGO DE PRESIÓN

Los sistemas para desahogo de presión abarcan desde una sola válvula de desahogo o un disco de ruptura y la tubería en un solo recipiente hasta los más complejos sis-

temas de tubería que incluyen muchas válvulas de desahogo conectadas en múltiple en un cabezal común.

Válvulas de seguridad y desahogo

En la conocida válvula de desahogo bajo carga de resorte, la apertura aumenta en forma gradual cuando la presión aumenta a más del valor graduado. La válvula de seguridad "dispara" y abre del todo con sólo una ligera sobrepresión y permanece abierta hasta que la presión baja a un valor definido y, después, cierra por completo. Sin embargo, esta acción sólo ocurre cuando se maneja un fluido compresible.

En las industrias de procesos químicos, en donde es común el empleo de válvulas de desahogo, las que se utilizan en la práctica son de desahogo de seguridad que sirven como válvulas de desahogo con los líquidos y de

Tabla 1 Objetivos de los sistemas de desahogo de presión

-
- Cumplimiento con reglamentos locales, estatales y nacionales incluso protección ambiental.
 - Proteger al personal contra los peligros de sobrepresión en el equipo.
 - Minimizar las pérdidas materiales durante y después de una alteración en la operación que haya ocasionado sobrepresión durante un tiempo corto.
 - Reducir la pérdida de tiempo debida a sobrepresión en la planta.
 - Evitar daños al equipo y edificios.
 - Evitar daños a construcciones colindantes.
 - Reducir primas de seguros sobre la inversión de capital.
-

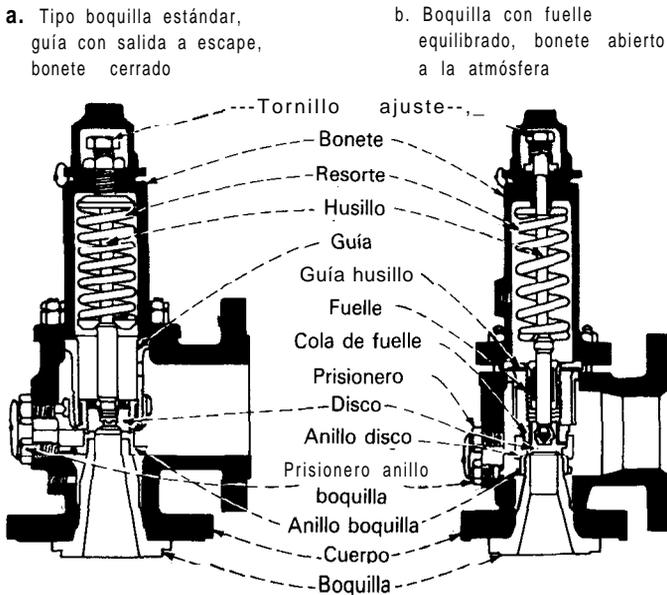


Fig. 1 Nomenclatura de válvulas de desahogo de seguridad típicas

seguridad con gases y vapores. En este artículo, el término válvula de desahogo de seguridad incluye las válvulas de seguridad.

En la figura 1 se ilustra una válvula de seguridad convencional y aparece la nomenclatura de sus piezas. En esta válvula, la presión graduada tiene la influencia de la contrapresión, o sea, la presión en el lado de descarga de la válvula. Por ello, al dar respiración al espacio que está encima del disco hacia la tubería de descarga, produce un aumento en la presión graduada cuando sube la contrapresión. Si la presión graduada se descarga a la atmósfera, se reducirá. Con una contrapresión constante, la carga del resorte se puede ajustar para compensar y, con ello, producir la presión graduada deseada. Pero si la válvula descarga en un cabezal, es fácil encontrar contrapresiones variables y la solución no está en la graduación del resorte.

Para enfrentarse a esta situación, se construyó la válvula de desahogo de seguridad con fuelle equilibrado (Fig. 1b). Las dimensiones del fuelle son tales, que la zona abierta a la atmósfera es igual a la zona efectiva del disco que está expuesta a la presión del proceso. En teoría, con esto se elimina cualquier efecto de la contrapresión sobre el valor graduado, pero en realidad, sólo es cierto en algunos casos. Las tolerancias de fabricación de la zona efectiva del fuelle pueden ocasionar algunas desviaciones; sin embargo, se puede tolerar un aumento en la contrapresión de hasta 30 % a 40 % de la presión graduada, según sea el fabricante de la válvula, sin reducir la capacidad. En la válvula de desahogo de seguridad estándar, la presión graduada se aumenta en proporción con el incremento en la contrapresión.

En la figura 2 se ilustran las fuerzas de desequilibrio contra el disco de una válvula de seguridad convencional. En la figura 2a, la guía del disco no está obstruida y el bonete está obstruido en el respiradero a la atmósfe-

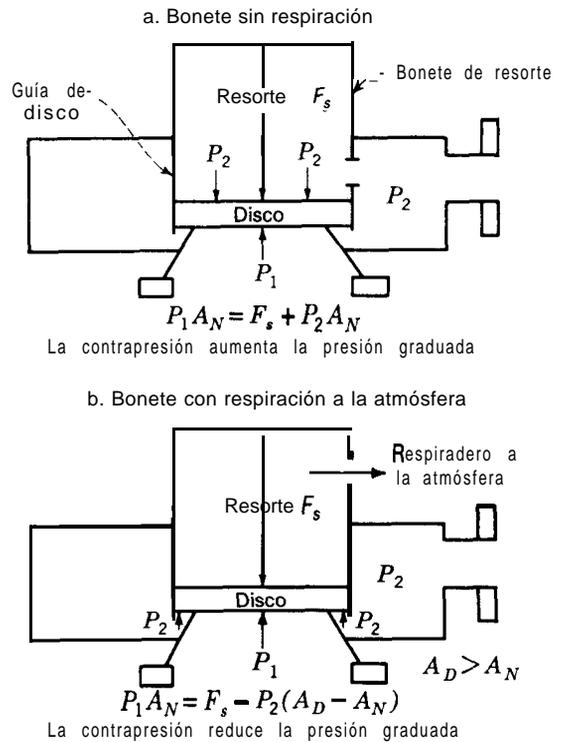


Fig. 2 Fuerzas sobre el disco de válvula de desahogo convencional

ra. En la figura 2b la guía del disco está obstruida y el bonete está abierto a la atmósfera. Las fuerzas contra el disco de una válvula con fuelle equilibrado que funciona dentro de la gama de presión de diseño se ilustran en la figura 3.

La válvula de desahogo de seguridad operada por piloto (Fig. 4) funciona cerca de su valor de graduación. La presión del proceso aplica una carga por un orificio a un pistón diferencial en la válvula principal. La válvula de piloto bajo carga de resorte se abre cuando se llega a la presión graduada; con esto se descarga la presión en-

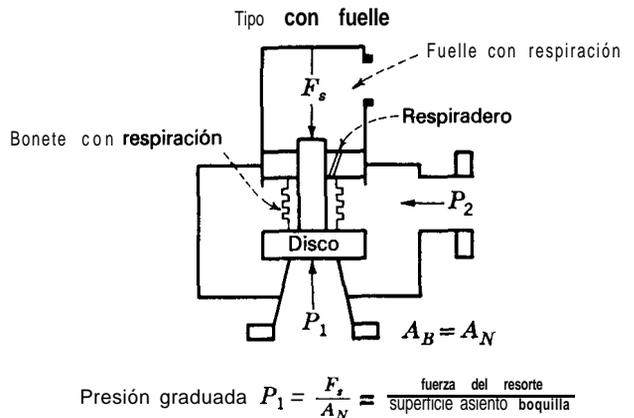


Fig. 3 Fuerzas en el disco de válvula de fuelle equilibrado

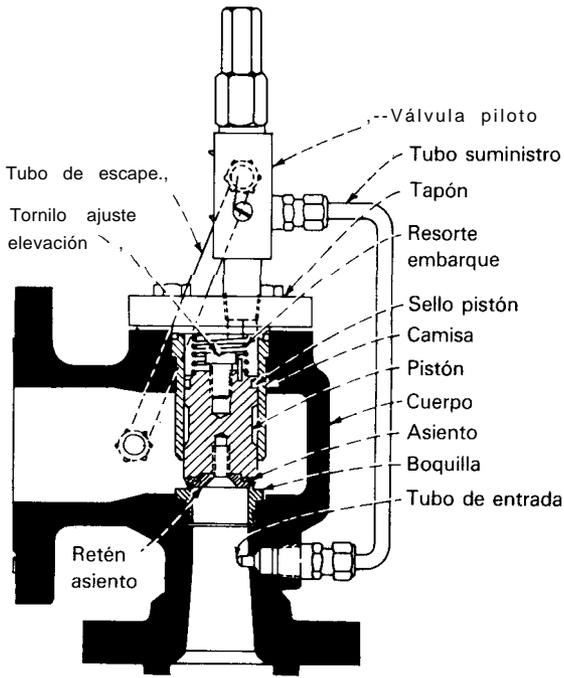


Fig. 4 Válvula de desahogo de seguridad operada por piloto

cima del pistón de la válvula principal, que puede abrir por completo. Cuando se llega a la presión de purga del sistema, se cierra la válvula piloto y toda la presión del sistema se desvía de inmediato hacia el bonete de la válvula principal; el pistón baja de inmediato para cerrar la válvula principal.

Cuando una válvula operada por piloto está sometida a contrapresión, el pistón se puede elevar y permitir flujo inverso, salvo que se tenga algún mecanismo para impedirlo. El flujo inverso puede ocurrir cuando hay cierto número de válvulas conectadas a un cabezal común de descarga y quizá una o más de ellas descargan mientras otra está fuera de servicio. La posibilidad de flujo inver-

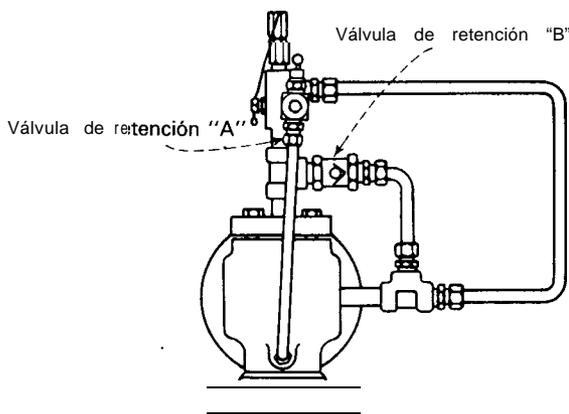


Fig. 5 Las válvulas de retención impiden el flujo inverso

so en estas válvulas se puede eliminar con el empleo de válvulas de retención (Fig. 5).

Con este sistema se introduce una contrapresión más alta que la presión de entrada a la válvula y al bonete mediante la válvula de retención "B" para aplicarle carga al pistón. La válvula de retención "A" impide que la contrapresión llegue al tubo de suministro, al piloto y a la entrada a la válvula principal. En funcionamiento normal, la válvula de retención "B" evita que la presión en el bonete de la válvula principal escape hacia la tubería de descarga.

Materiales de construcción

En las válvulas de seguridad bajo carga de resorte en servicio en un proceso, se utilizan cuerpos de acero fundido y guarniciones de acero inoxidable. Para aplicaciones especiales, también se fabrican válvulas con cuerpos de Monel, Hastelloy, acero de aleación o acero inoxidable con guarniciones para las condiciones de trabajo. Para temperaturas de entrada menores de 450 °F se suelen utilizar resortes de acero al carbono; para temperaturas más altas se necesitan resortes de aleación de tungsteno. Estos resortes están niquelados o aluminizados para resistir la corrosión. Otras aleaciones utilizadas para los resortes son Hastelloy, acero inoxidable e Inconel. Las válvulas con cuerpos de acero inoxidable o de acero-níquel al 3.5 %, con guarniciones y resortes de acero inoxidable, se utilizan en aplicaciones con bajas temperaturas.

En la mayor parte de las válvulas bajo carga de resorte se utilizan asientos metálicos planos. Cuando es difícil evitar los escurrimientos, un asiento del tipo con sellos anulares puede ser más adecuado en aplicaciones susceptibles a vibraciones o pulsaciones, para funcionar cerca del punto de graduación y para líquidos que contienen partículas de sólidos. Según sea la composición del sello anular, la temperatura máxima para descarga es entre 200 y 450°F.

Tamaños de orificios

Las válvulas de desahogo de seguridad con boquilla completa tienen orificios de tamaños estándar. La Norma API 520 está destinada a facilitar el intercambio de las válvulas de desahogo hechas de acero, con bridas.⁹ Sin embargo, aunque las bridas de entrada sean de acuerdo con ANSI B 16.5, las presiones graduadas máximas indicadas para estas válvulas son mucho menores que las que permite la capacidad de las bridas. En la tabla II se presentan presiones representativas para un modelo de válvula, sólo para vapor y con cuerpo de hierro fundido, para una gama de presiones y diversos.

Discos de ruptura

Los discos de ruptura para proteger contra sobrepresiones se pueden utilizar por sí solos o en combinación con una válvula de desahogo. Los discos se hacen con diversos metales y están disponibles con un revestimiento en uno o ambos lados para darles resistencia a la corrosión. El solo disco de ruptura tiene empleo limitado

Tabla II Capacidades representativas de una válvula de desahogo

PRESIÓN RADUADA PSIG	Designación del orificio																Superficie de orificio, in ²
	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R	T			
10	141	252	395	646	1010	1653	2362	3666	4626	5577	8197	14190	20560	33410			
20	202	360	564	922	1442	2361	3373	5235	6606	7964	11710	20270	29360	47710			
30	262	468	733	1199	1874	3068	4384	6804	8586	10350	15210	26340	38160				
40	323	575	902	1475	2306	3776	5396	8373	10570	12740	18720	32420	45000				
50	383	683	1070	1752	2738	4484	6407	9942	12550	15130	22230						
60	444	791	1239	2028	3170	5192	7418	11510	14530	17510	25270						
70	504	899	1408	2305	3602	5899	8429	13080	16510	19900							
80	565	1007	1577	2581	4034	6607	9440	14650	18490	22290							
90	625	1114	1746	2858	4466	7315	10450	16220	20470	24670							
100	686	1222	1915	3134	4898	8023	11460	17790	22450	27000							
110	746	1330	2084	3411	5330	8730	12470	19360	24430								
120	807	1438	2253	3687	5762	9438	13490	20920	26410								
130	867	1546	2421	3964	6194	10150	14500	22490	28300								
140	928	1653	2590	4240	6626	10850	15510	24060	30200								
150	988	1761	2759	4517	7058	11560	16520	25630									
160	1049	1869	2928	4793	7490	12270	17530	27200									
170	1109	1977	3097	5070	7922	12980	18540	28700									
180	1170	2085	3265	5346	8353	13690	19550										
190	1230	2192	3434	5623	8785	14390	20500										
200	1291	2300	3603	5899	9217	15100											
210	1351	2408	3772	6175	9640												
220	1411	2516	3945	6451	10060												

* Capacidad de la boquilla en lb/h para 10% de sobrepresión para vapor de agua de acuerdo con el Código ASME para recipientes de presión sin fuego

porque se puede perder todo el contenido de un sistema de proceso cuando se rompe el disco. Sin embargo, cuando se instala en paralelo con una válvula de desahogo, se tiene capacidad adicional para condiciones de operación extremas.

Se fabrican muchos tipos de discos de ruptura; el preabombado (Fig. 6a) ha logrado gran aceptación. En la figura 6b se ilustra un disco de ruptura de tres componentes que consiste en un soporte al vacío, disco de ruptura y anillo de retén. La presión de ruptura varía en forma directa con el espesor del disco y en relación inversa con el diámetro.

Los materiales de construcción más comunes son: aluminio, Monel, Inconel y acero inoxidable austenítico. Pero también se hacen a veces con cobre, plata, oro, platino, tantalito y titanio, y se requieren hojas, tiras y láminas me-

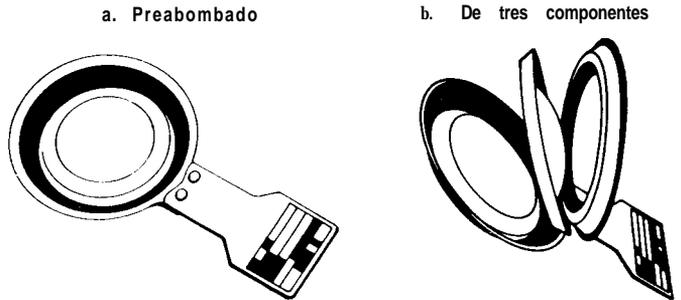


Fig. 6 Los discos de ruptura protegen los sistemas del proceso

tálicas de recocido blando. La gran variedad de requisitos hace que los fabricantes los hagan con espesores de metal entre alrededor de 0.002 a 0.060 in.

Tabla III Discos de ruptura y presiones de reventamiento típicos

Disco		Tamaño, in															
		1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24
Aluminio, temp. máx. 30 F, 250°F	Min.	65	45	34	23	151	10	7	5	4	3	3	3	3	3	3	
	Máx.	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Aluminio, forro plomo un lado, temp. máx. 250°F	Min.	89	61	46	31	16	11	8	7	6	5	5	4	4	4	4	
	Máx.	1500	1000	700	500	350	250	200	150	100	80	70	60	60	60	60	
Aluminio forro vinilo un lado*	Min.	65	45	34	23	20	14	11	8	5	5	4	4	4	4	4	
	Máx.	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Aluminio forro epoxi un lado*	Min.	90	60	50	35	28	20	15	10	8	8	7	6	6	6	6	
	Máx.	1500	1000	1000	1000	750	500	400	300	225	175	150	150	150	125	125	100
Cobre, temp. máx. 250°F	Min.	210	140	110	65	35	28	30	26	37							
	Máx.	4500	3000	3000	3000	2500	1500	1000	1000	700							
Cobre, forro plomo, temp. máx. 250°F	Min.	235	155	125	73	40	32	33	28								
	Máx.	4500	3000	2000	1500	1000	800	600	500								
Plata, temp. máx. 250°F	Min.	245	175	125	85	55	35	25	20	17							
	Máx.	6000	3500	3500	3500	2500	2000	1500	1000	500							
Níquel, temp. máx. 750°F	Min.	340	250	190	125	75	46	38	33	24	20	20	150	235	210	190	145
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Monel, temp. máx. 800°F	Min.	460	320	250	175	105	80	54	43	37	30	385	330	285	255	230	190
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Inconel, temp. máx. 1000°F	Min.	760	440	410	290	180	130	100	75	40	32	27	23	20	18	16	220
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720
Acero inoxidable tipo 321, temp. máx. 600°F	Min.	850	600	485	365	195	135	105	85	65	50	48	44	38	30	80	
	Máx.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	3600	3600	1440	1440	720	720	720	720	720

* El anillo de retén debe soportar el sello de plástico

Normalmente, los discos de ruptura están disponibles en tamaños de 1/2 a 24 in de diámetro. Algunos fabricantes los tienen en tamaño de 1/8 a 44 in. En la tabla III aparecen datos de discos de ruptura representativos.

Un disco de 1/2 in puede tener una presión mínima de ruptura entre 65 y 850 psig, según el metal con que esté hecho. Un disco de 24 in se puede romper a apenas entre 3 y 35 psi. Para los tamaños pequeños se pueden obtener presiones de ruptura de 6 000 psig, pero es raro que los discos grandes tengan presiones de ruptura mayores de 700 psig.

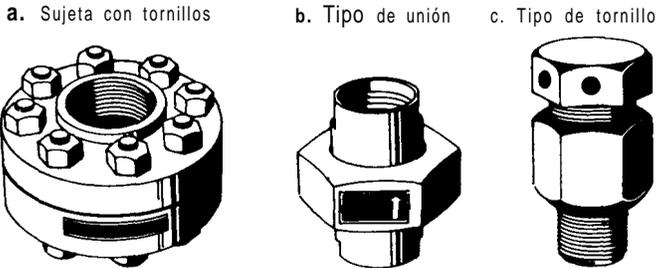


Fig. 7 Bridas para instalar discos de ruptura

Las bridas para sujetar el disco e instalarlo en un sistema a presión son de muchos tipos. Las más comunes son: tipo atornillado (Fig. 7a), las de tipo de unión (Fig. 7b) y las de tipo de tornillo (Fig. 7c). Estas bridas se instalan en un sistema con soldadura o con conexiones roscadas. Además, la del tipo sujeto con tornillos está disponible en una configuración que permite atornillarla en bridas existentes en el sistema y se utiliza en todos los tamaños, desde 1/2 hasta 24 in, con muchas capacidades de presión. La del tipo de unión está limitada a tamaños hasta de 2 in; la de tornillo hasta 1 in.

Los discos de ruptura colocados corriente arriba de las válvulas de desahogo protegen contra fugas en sistemas que manejan materiales muy tóxicos o muy costosos. Esa instalación ofrece protección adicional en un sistema en que se manejan materiales que es posible ocasionen ensuciamiento o corrosión de una válvula de desahogo, hasta el grado de que deje de funcionar. Se requiere un respiradero que, por lo general, es una válvula de exceso de circulación, entre la válvula de desahogo y el disco de ruptura. La válvula de exceso de circulación tiene también un manómetro para indicar si se ha roto el disco.

En algunos casos, el disco de ruptura se utiliza corriente abajo de la válvula de desahogo en condiciones en que no resulta práctica la instalación corriente arriba o cuando hay que proteger contra la corrosión los mecanismos de válvulas conectadas con un cabezal. Con esta disposición, hay que utilizar una válvula en la cual la contrapresión no influya en el valor graduado o un respiradero, entre la válvula de desahogo y el disco de ruptura.

Los discos de ruptura, además de tener mejor resistencia a la corrosión, ofrecen las siguientes ventajas en relación con las válvulas de desahogo de seguridad: no hay escurrimiento hasta el momento en que se rompen, son adecuados para servicio con pastas aguadas, ofrecen mejor control de explosiones y detonaciones y las altas viscosidades no influyen mucho.

EQUIPO PARA TRANSFERENCIA Y ELIMINACION

La tubería para el sistema de transferencia y eliminación en los sistemas para desahogo de presión necesitan tanto cuidado en el diseño mecánico como la tubería para el manejo de los fluidos del proceso. En realidad, el diseño de la tubería de descarga de las válvulas de seguridad o de desahogo suele ser más complejo que el de la tubería para el proceso en sí. Esto es posible que ocurra porque la tubería para desahogo está sujeta a una amplia gama de temperaturas, presiones, choques y corrosividad por los fluidos de la tubería en cualquier segmento en el proceso. Asimismo, el sistema de eliminación debe ser adecuado para manejar cualquier fluido.

Las deformaciones térmicas ocasionadas por la entrada de fluido caliente o frío ocasionan los principales esfuerzos en la tubería de descarga de un sistema de eliminación. La temperatura en algunos sistemas de desahogo de equipo de refinerías pueden ser desde menos de 0°F hasta centenares de grados Fahrenheit. El diseño del sistema de tubería de desahogo para tener adaptabilidad en esas condiciones es más complicado que el de la tubería de proceso. En este último, las variaciones en la temperatura son pequeñas por arriba o por abajo de la normal de funcionamiento y no suelen ser ocasionales ni sin control como en el sistema de desahogo.

Por lo general, se puede prever la expansión a fin de mantener grados permisibles de deformación en toda la gama de temperatura del sistema de desahogo. Para ello se utilizan uniones o cierta configuración de la tubería o uniones de expansión con elasticidad con frío y calor.

Es de gran importancia tener en cuenta los esfuerzos en la tubería de acero al carbono que podrían ocurrir si se enfría a menos de la temperatura de transición. Esto puede ocurrir por la entrada de fluidos fríos o por la autorrefrigeración cuando los líquidos de bajo punto de ebullición sufren una reducción en la presión. Las especificaciones de materiales, esfuerzos permisibles y requisitos de las pruebas de impacto para tubos de acero al carbono que estarán sometidos a temperaturas hasta de -50°F, aparecen en ANSI B 31.3 "Tubería para Refinerías de Petróleo", publicada por ASME. Como precaución adicional, se ha encontrado que el desesforzado de sistemas de tuberías soldadas es ventajoso para reducir la posibilidad de fracturas por fragilización del acero al carbono.

En sistemas de procesos en donde puede haber temperaturas hasta de -50°F, los tubos de desahogo se construyen con materiales que permanecen dúctiles a la temperatura más baja esperada. Al seleccionar ese material, es posible obtener cierta ventaja con el calor absorbido del ambiente, siempre y cuando se utilice el coeficiente de transferencia correcto. Además, se debe tener en cuenta el efecto de la acumulación de hielo, que es aislante, en las tuberías que están a la intemperie.

Es posible que las válvulas de desahogo de seguridad estén sometidas a esfuerzos térmicos y mecánicos, lo cual se debe tener muy en cuenta al diseñar la tubería de descarga. Estos esfuerzos pueden ocasionar mal funcionamiento o fugas por las válvulas. Los anclajes y soportes

adecuados y la flexibilidad en la tubería de descarga son importantes para evitar esfuerzos en estas válvulas ocasionados por la tubería.

Los soportes de las tuberías de descarga tan sólo en la salida de la válvula de desahogo, en vez de usar soportes separados, producen esfuerzos mecánicos en la tubería de entrada y en las válvulas de desahogo de seguridad correlativas. Se producen esfuerzos mecánicos similares por la alineación forzada de la tubería de descarga. Las primeras deformaciones suficientes para ocasionar la falla mecánica suelen ocurrir en la tubería de entrada. Sin embargo, el mal funcionamiento y las fugas las pueden ocasionar los momentos y esfuerzos variables de menor intensidad. Las fuerzas de reacción que se producen cuando descarga una válvula de desahogo de seguridad, también pueden ocasionar esfuerzos en la tubería de eliminación. Consúltese en la norma API RP 520, Parte II, Párrafo 2.4, la fórmula para calcular las cargas reactivas ocasionadas por el funcionamiento de las válvulas de desahogo.

Las cargas de choque también se deben tener en cuenta como posibles causantes de esfuerzos en la tubería de desahogo. Dos de las causas de las cargas de choque son 1) el impacto de masas de líquido en el punto en donde se invierte o cambia de sentido la circulación y 2) la descarga súbita de un fluido compresible a un sistema con tubería multidireccional.

Eliminación de la descarga

Por seguridad, las descargas de líquidos y gases inflamables de las refinerías se deben llevar a un sitio conveniente para eliminarlas. Las mezclas en las que predominan los vapores condensables y los líquidos se pueden enviar, en un sistema cerrado, a un lavador con agua para eliminar la fracción condensable. Los vapores no condensables que salen del lavador se descargan en una forma práctica y que no produzca daños, por ejemplo, a la atmósfera con una chimenea o, para mayor seguridad, hacia un sistema cerrado que los lleve directamente a un foso de combustión o a un quemador elevado. La elección del método para eliminación se basa en la disponibilidad del espacio, condiciones locales, reglamentos contra la contaminación y la economía. Una medida de seguridad sumamente importante es la neutralización química de vapores tóxicos o su conversión por combustión en materiales menos tóxicos.

Tambores de expulsión y sellos

Se debe proveer un tambor de expulsión junto a cada unidad o grupo de unidades de proceso si existe la posibilidad de descarga de líquido hacia los quemadores verticales. Se recomienda muy especialmente tener instalaciones para la transferencia automática del líquido acumulado, a través de un enfriador si es necesario, a un almacenamiento de desechos u otro medio para eliminación. Para satisfacer la gran variedad de posibles condiciones, cada instalación tiene requisitos individuales específicos en su diseño. Por ejemplo, 1) se puede requerir aspersión de agua para el control de temperatura

de los vapores calientes, 2) puede ser necesario calentar los hidrocarburos ligeros para contrarrestar el efecto refrigerante de la vaporización y 3) se puede necesitar, en climas muy fríos, protección contra la congelación del agua o la solidificación de hidrocarburos pesados.

Además de un tambor de expulsión en los límites de la batería de equipo, se debe proveer un sello de "pote" contiguo a la base del quemador vertical para atrapar el líquido condensado. El quemador debe estar en ángulo para que el líquido retorne al tambor de expulsión.

Los sellos de la tubería están destinados para ser llenados con un líquido por lo general agua, y colocarlos para evitar retroceso de llama hacia el quemador vertical. Consisten en un bucle o trampa en la base del quemador o en la conexión de entrada al mismo. Cuando hay poco flujo, los sellos de tubo pueden ocasionar pulsaciones en el flujo de gas al quemador. Además, se puede expulsar el sello de líquido por la parte superior del quemador cuando hay descargas anormales de gases. Los sellos de tubo suelen ser más baratos que los tambores de expulsión. El sello de tubo más sencillo es adecuado cuando la condensación con acumulación de hidrocarburos en el sello no constituye un problema; de lo contrario, se necesita un sello de tubo más complejo, con un sistema continuo para "desnatar" y eliminar los hidrocarburos condensados.

TAMAÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

La cantidad y tipo de fluido que se va a descargar en una unidad de tiempo y la presión diferencial en la válvula determinan el tamaño de ella. La selección del tipo (estándar o equilibrada) depende de la presión máxima acumulada en el cabezal de desahogo en comparación con la contrapresión permisible. El método usual cuando se manejan gas, vapores o vapor de agua es calcular los requisitos de capacidad de las válvulas a la presión máxima permisible de trabajo del recipiente y para llegar a la plena capacidad con una presión 3 % a 10 % superior a la de diseño, según sea el código aplicable. La sobrepresión se llama también acumulación y se basa en el porcentaje de aumento de presión desde el momento en que empieza a abrir la válvula hasta que está abierta por completo.

Las válvulas para desahogo de líquidos llegan a su capacidad nominal con no más de 25% de sobrepresión. Es difícil calcular la zona de restricción de circulación por las posibles variaciones en la configuración del disco. Los coeficientes de descarga también varían de acuerdo con el diseño.

Para calcular el tamaño de una válvula para gas a una presión más alta o más baja que la de calibración, se debe recordar que la ley de los gases perfectos no se aplica para determinar el volumen de flujo, por la diferencia en la zona para flujo con una presión más alta o más baja corriente arriba.

Al ocurrir la descarga en las válvulas de seguridad y de desahogo de seguridad, el flujo en la garganta de la boquilla llega a un valor constante correspondiente a la

presión de flujo crítico para una presión de flujo dada corriente arriba. Por tanto, el flujo en condiciones adiabáticas es directamente proporcional a la presión absoluta.

Los cálculos para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo y discos de ruptura aparecen en la parte 2 de la referencia bibliográfica 3. Para algunas válvulas del tipo de boquilla, se aplican las siguientes fórmulas:

Para vapor de agua:

$$A = \frac{W}{51.45 K_D P K_{SH}}$$

en donde A es la superficie de la boquilla, in², W es la capacidad de flujo lb/h; K_D es el coeficiente real de descarga de las válvulas para calderas (Código ASME, Sección 1) y para todas las válvulas certificadas a partir de 1963 para recipientes de presión sin fuego; P es la presión graduada, psig x 1.03 + la presión atmosférica para calderas (Código ASME, Sección 1) o presión graduada, psig x 1.10 + la presión atmosférica para recipientes de presión sin fuego (Código ASME, Sección VIII), excepto cuando hay exposición al fuego, en donde P es la presión graduada x 1.20 + la presión atmosférica, y K_{SH} es el factor de corrección para supercalentamiento.

Para gases o vapores:

$$A = \frac{W}{K_D C P} \left(\frac{Z}{M} \right)^{1/2}$$

en donde A , W , K_D y P tienen las mismas definiciones que en la ecuación anterior, T es la temperatura de descarga, °R; Z es el factor de compresibilidad en condiciones de descarga; M es el peso molecular y C es una constante para el gas o el vapor que es función de las relaciones entre los calores específicos.

$$C = 520 \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)(k-1)} \right]^{1/2}$$

En el Apéndice J del Código ASME¹ aparece una tabla de valores numéricos de C para diversas relaciones entre los calores.

Si no se conoce la relación k entre los calores específicos a presión y volumen constantes, se puede utilizar para C un valor conservador de 3.15.

El Código ASME no incluye fórmulas para el desahogo de líquidos, pero se suele aceptar una relación derivada de la fórmula general para circulación:

$$A = \frac{Q}{27.2 K_p K_v} \left(\frac{S}{\Delta P} \right)^{1/2}$$

en donde A es la superficie de la boquilla, in², Q es la capacidad, gpm; K_p es un factor de presión igual a 1.0% para acumulación de 25 % o de 0.6 para 10% de acumulación, K_v es el factor de viscosidad, S es la densidad relativa a la temperatura de circulación, y ΔP es la presión diferencial en la válvula, psi.

Tamaño de los discos de ruptura

Cuando la tubería de entrada es corta y la descarga es directa a la atmósfera, los discos de ruptura se pueden considerar como orificios con bordes agudos para calcular sus tamaños:

$$\text{Para líquidos: } A = \frac{Q}{23.1} \left(\frac{S}{\Delta P} \right)^{1/2}$$

$$\text{Para gases: } A = \frac{W}{35.2 P} \left(\frac{M}{T} \right)^{1/2}$$

en las cuales los símbolos son los mismos que en las ecuaciones anteriores.

Cuando las tuberías de entrada o descarga tienen una longitud apreciable, se debe calcular la caída de presión (o flujo) en el sistema. Para ello, se puede suponer que el disco equivale a 50 diámetros de tubo recto.

Tubería de descarga, tambores de expulsión y sellos

Las consideraciones básicas para determinar los tamaños de las tuberías en el cabezal principal y laterales de descarga son:

- Capacidad máxima requerida para descarga de vapores.
- Contrapresión máxima permisible en los cabezales.
- Tipo de válvula de desahogo de seguridad que se utilizará.
- Códigos aplicables.
- Principios de ingeniería requeridos.

Después de establecer estos conceptos, la determinación del tamaño de las tuberías consiste en el cálculo del flujo de fluidos.

La capacidad máxima requerida para descarga de vapores está basada en la válvula o grupo de ellas que se puede necesitar en forma simultánea para descargar la máxima cantidad de vapores producida por una situación anormal en el proceso. La contrapresión máxima permisible en los cabezales se establece de acuerdo con la presión mínima de diseño de un recipiente en el sistema o se basa en el tipo de válvulas de desahogo que se utilizarán o en los códigos aplicables. Además, en un sistema de descarga con múltiples, el cabezal se debe diseñar de modo que limite la contrapresión alrededor del 25 % de la presión en la válvula con graduación más baja. En la referencia bibliográfica 8 se dan los detalles de los cálculos para el tamaño de las tuberías.

El tamaño de los tambores de expulsión se suele determinar por el método de prueba y error o al tanteo. El primer paso es determinar el tamaño de tambor requerido para separar los líquidos arrastrados. Se debe tener en cuenta el tiempo de permanencia del gas o vapor en el recipiente, pues las partículas de líquido se separan cuando ese tiempo es igual o mayor al requerido para recorrer la distancia vertical disponible a la velocidad de desprendimiento de las partículas de líquido. Además, la velocidad del gas debe ser lo bastante baja como para

permitir que se desprendan las partículas de líquido. La altura vertical disponible se calcula como la distancia desde la superficie del líquido acumulado. El tiempo de permanencia del gas debe ser tal que no se permita que lleguen porciones grandes de líquido al quemador; dado que éste puede manejar gotitas, la velocidad vertical permisible en el tambor se debe basar en la requerida para la separación de gotitas de 150 micras o más de diámetro.

El segundo paso para calcular el tamaño de un tambor de expulsión es el efecto del líquido almacenado. Las corrientes que pasan por el tambor se seleccionan de acuerdo con su composición y con las políticas para operación de la planta. El tiempo recomendado para retención de líquido es de 10 a 30 min.

La selección del tamaño del tambor y de su colocación vertical u horizontal se basan en aspectos económicos. A menudo, un tambor horizontal es más económico cuando se necesita un gran volumen para almacenamiento de líquido y la velocidad de los vapores es alta.

El cálculo del tamaño del tambor de sello como primer paso, requiere determinar la contrapresión máxima permisible en el cabezal de respiración. Éste, a su vez, establece la distancia máxima en que se sumerge el tubo de entrada. La relación entre la superficie seccional del tubo de entrada y la zona libre del recipiente para flujo de gas encima de la superficie del líquido debe ser, en todo momento, cuando menos de 1 a 3, para evitar borbotos en el flujo de gas al quemador. En la referencia 8 aparecen los cálculos del tamaño para tambores de expulsión y sus sellos.

DISEÑO DEL SISTEMA DE DESAHOGO

Entre los factores más importantes para el diseño de un sistema de desahogo se cuentan:

- Códigos aplicables: locales, estatales y federales y Código ASME para calderas y recipientes de presión, Sección VIII.
- Capacidad de descarga de cada válvula cuando ocurren presiones anormalmente altas.
- Características de funcionamiento de las válvulas de desahogo.
- Sobrepresiones de diseño del equipo de proceso que requiere protección contra ellas.
- Propiedades químicas y físicas de los vapores y gases que se descargarán del sistema.

El Código ASME especifica las prácticas seguras para diseño, construcción, inspección y reparación de recipientes de presión sin fuego y sus requisitos son:

- Todos los recipientes de presión sin fuego que no sean generadores de vapor se deben proteger mediante dispositivos de desahogo de presión capaces de evitar presiones en el recipiente superiores al 10% de la presión permisible de trabajo, excepto cuando la presión excesiva es el resultado de un fuego u otra fuente inesperada de calor. En este caso, los dispositivos de desahogo de presión deben evitar sobrepresiones mayores a un 20% de la presión máxima permisible de trabajo, con todos los dispositivos de desahogo en funcionamiento.

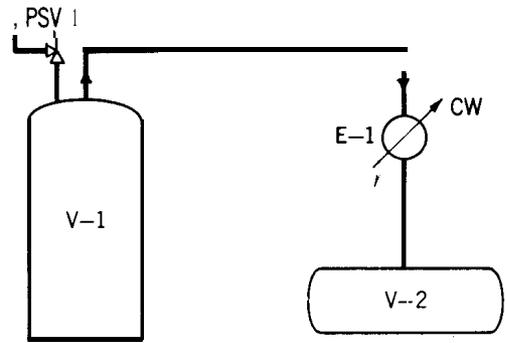


Fig. 8 Componentes interconectados tratados como una unidad

- El tamaño del tubo de salida debe ser tal que cualquier presión existente o que se esté produciendo en la tubería de descarga no reduzca la capacidad de los dispositivos de desahogo a menos de los requisitos para la prevención adecuada de la contrapresión.

El incendio es el peligro latente más grave en las refinerías de petróleo y las plantas de procesos químicos. Cuando el equipo cerrado que contiene líquidos está expuesto a un incendio, puede estar sometido a presiones superiores a su punto de ruptura, si no tiene un desahogo adecuado. Los intercambiadores de calor, columnas de fraccionamiento, recipientes para almacenamiento y recipientes para operación pueden quedar expuestos a un incendio.

El equipo interconectado con un sistema de tubería que no incluye válvulas para aislamiento de cada unidad se puede considerar como una sola unidad para instalar una o más válvulas de desahogo, pero la presión graduada debe ser la mínima presión de diseño de cualquier componente. En la figura 8 se ilustran los tres componentes interconectados protegidos con una sola válvula de desahogo PSV- 1. Cuando los componentes se pueden aislar con válvulas (Fig. 9) se necesita una válvula de desahogo en cada uno. La PSV-1 está destinada a desahogar la unidad consistente en V-1 y E-1, y PSV-2 sólo para desahogar V-2.

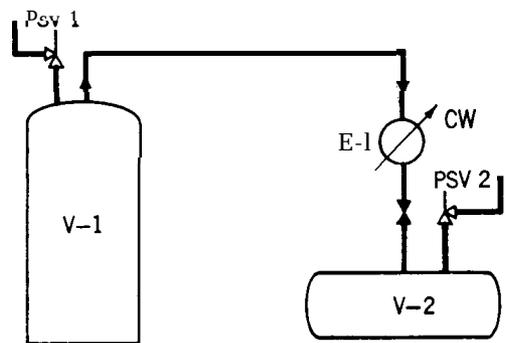


Fig. 9 Las unidades bloqueadas requieren válvulas de desahogo separadas

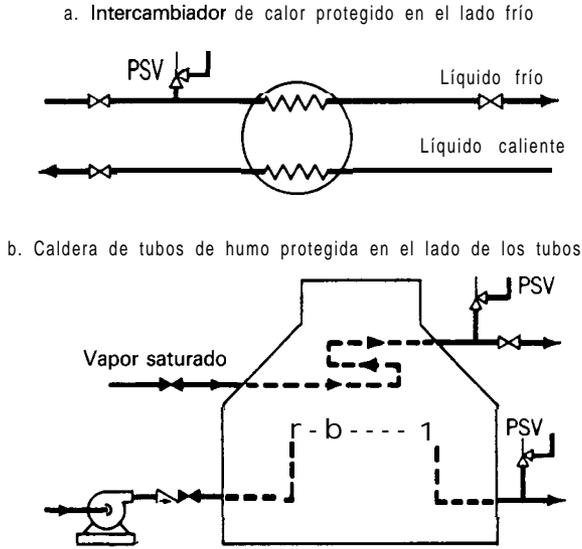


Fig. 10 Las tuberías para líquido bloqueadas necesitan desahogo de presión

Entradas y salidas cerradas

Las secciones cerradas o bloqueadas de tubos llenos con líquido frío expuestas al sol se deben proteger con válvulas de desahogo. En otra forma, se pueden romper los tubos por la dilatación del líquido atrapado.

Se requiere una válvula de desahogo en el lado frío de un intercambiador de calor si la instalación permite bloquear el lado frío lleno con líquido mientras circula un líquido caliente por el lado caliente (Fig. 10a). Si no hay desahogo de presión, el líquido bloqueado en el lado frío se puede calentar lo suficiente para dilatarse y romper el cuerpo o casco.

Si se puede bloquear el líquido que circula en los serpentines de un calentador con fuego, se debe tener desahogo de presión para evitar la sobrepresión en caso de que se aplique calor mientras está atrapado el líquido en los serpentines. En la figura 10b, al cerrar las válvulas de corte en la tubería de alimentación de líquido se cierran los serpentines. Esto también se puede hacer con el cierre de la válvula de salida y con la válvula de retención para impedir el flujo inverso. La válvula de desahogo debe estar en el lado de salida del serpentín para que haya flujo en él y evitar la formación de carbón si hay un bloqueo.

También se necesita una válvula de desahogo en el serpentín de vapor supercalentado de la caldera de la figura 10b, por la posibilidad de encenderla con las válvulas cerradas en los serpentines para vapor.

Los compresores y bombas reciprocantes, las bombas de engranes, el lado de descarga de vapor de las turbinas y las columnas de fraccionamiento son susceptibles a la sobrepresión ocasionada por salidas bloqueadas o pérdida del medio de condensación. En las figuras 1 la y 11b se ilustran colocaciones de válvulas de desahogo con las cuales el fluido bloqueado puede descargar por el lado de succión.

Dado que el lado de descarga de vapor de una turbina está proyectado para una presión mucho más baja que el lado de entrada, la válvula de desahogo (Fig. 11c) se coloca en el lado de una turbina que impulsa una bomba. Si se llega a bloquear la salida del vapor sin tener un desahogo, la presión en el lado de escape subiría hasta ser igual a la de entrada; pero si no se utiliza la válvula de corte de la descarga, no se necesita la válvula de desahogo, siempre y cuando el sistema de corriente abajo tenga protección adecuada.

En la columna de fraccionamiento se puede producir la sobrepresión cuando se bloquea el flujo de vapores en la parte superior y continúa la aplicación de calor en la columna. En el caso de la figura 12, podría ocurrir so-

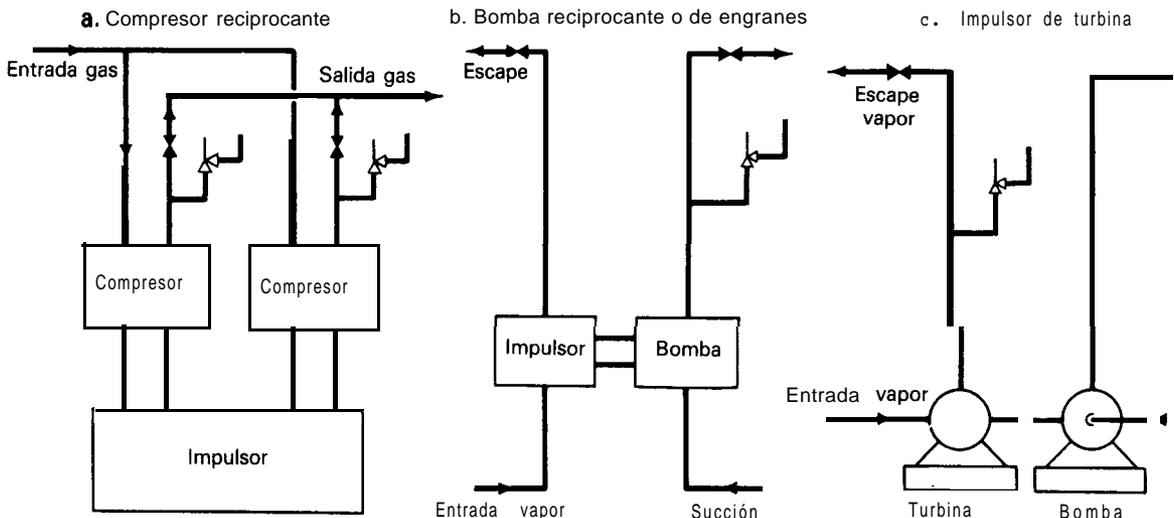


Fig. 11 Los compresores, bombas y turbinas están sujetos a sobrepresión y necesitan válvulas de desahogo

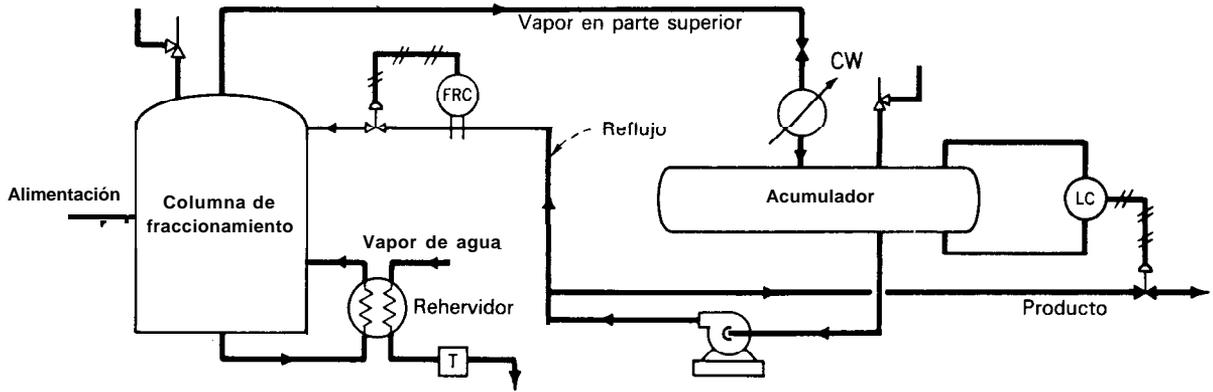


Fig. 12 La columna de fraccionamiento puede tener sobrepresión por bloqueo, pérdida de agua, falta de equipo 0 instrumentos

sobrepresión si hay cierre accidental de la válvula de corte en la tubería superior para vapores y continúa el calor para el rehervidor. Por ello se necesita válvula de desahogo en la columna para un funcionamiento seguro.

Con referencia de nuevo a la figura 12, la sobrepresión en la columna también puede ocurrir por pérdida del reflujo, que puede ser por una falla de la bomba o un instrumento o la pérdida de agua de enfriamiento. Si no hay reflujo se sobrecalienta la columna porque no hay agua para enfriamiento.

Otra causa importante de sobrepresión es la falla de un instrumento o la pérdida de aire para uno o todos los instrumentos de una unidad. La pegadura de una válvula de control en la posición abierta o cerrada es un tipo de falla que se debe tener en cuenta. Con referencia

a la figura 13a, si la presión máxima de diseño de la columna fuera de 60 psi y se emplease vapor para destilación a 150 psi, ocurriría la contrapresión si la válvula de control de flujo estuviera pegada en la posición de apertura total; pero esto no ocurriría si el condensador superior estuviera proyectado para condensar la cantidad total de vapor que pasa por la válvula de control. La sobrepresión también puede ocurrir si se cierra la válvula de corte entre el condensador y el acumulador por la acumulación de un exceso de vapor a 150 psi.

En la unidad de absorción ilustrada en la figura 13b, el petróleo rico que sale del absorbedor a 450 psig, pasa por una válvula de control de nivel a 200 psig hasta el desetanizador, que está diseñado para una presión máxima de 250 psi. Si la válvula de control se pega en la posición abierta, habría exceso de presión en el desetanizador, pues esa válvula es la única "división" entre las dos columnas. Por tanto, la válvula de desahogo es indispensable para funcionamiento seguro.

Otras causas de sobrepresión

Se debe tener en cuenta la posibilidad de errores humanos en la operación al diseñar sistemas de desahogo de presión. Por ejemplo, un operador podría cerrar por accidente las válvulas de corte en el lado frío del intercambiador de calor (Fig. 10a) y abrir las del lado caliente. También podría cerrar las válvulas de corte (Fig. 10) en el serpentín de vapor que contiene agua sin que se interrumpa la combustión en la caldera. En el caso de las figuras 1 la y 12 podría cerrar a mano las válvulas de descarga del compresor y la bomba. Estos son unos cuantos ejemplos de cómo la operación incorrecta puede producir sobrepresión en un sistema de proceso.

Las fallas de equipo más comunes que ocasionan sobrepresión son las que ocurren en el sistema de agua de enfriamiento de la planta, bombas de reflujo de columnas de fraccionación y tubos de intercambiadores de calor. Las bombas pueden tener desperfectos mecánicos o pérdida de potencia. Dado que los tubos de los intercambiadores se agrietan a veces, se debe tener en cuenta el efecto de un fluido a alta presión sobre el lado de baja presión. Si la alta presión se localiza en el lado de los tu-

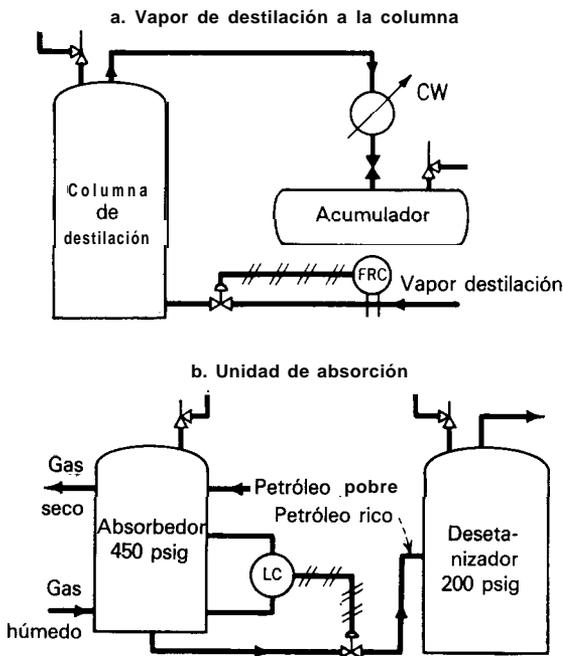


Fig. 13 La falla de válvulas de control ocasiona sobrepresión

bos y se agrieta uno de ellos, puede ocurrir una sobrepresión en el lado del cuerpo y sus tubos o el equipo relacionado. Se debe tener igual cuidado con la alta presión en el lado del cuerpo o casco.

La transmisión de ondas de presión hacia un lado y otro en un tubo lleno con líquido produce lo que se llama golpe de ariete y lo puede ocasionar el cierre rápido de una bomba o de una válvula en la tubería para líquido. La presión que se produce puede en ocasiones producir ruptura de la tubería o del equipo.

En el equipo que no está diseñado para sobrepresión se debe tener protección contra el vacío o presión negativa si hay la posibilidad de que se produzca. Muchas veces se han contraído o aplastado los recipientes porque la presión en un interior es menor que la presión atmosférica. Algunas causas de que haya vacío parcial o total en un equipo son:

- Extraer más líquido del que entra al recipiente.
- Sacar el líquido de un recipiente sin ventilación, es decir, al sacar el agua después de una prueba hidrostática.
- Introducir líquido frío en un recipiente muy pronto después de haberlo limpiado con vapor.

PROTECCIÓN CONTRA EXPLOSIONES

Agua en aceite caliente

No existen métodos generalmente aceptados para calcular los requisitos de desahogo para el caso en que el agua entre en contacto con aceite o petróleo calientes, aunque se ha reconocido que es una fuente potencial de sobrepresión. Si se conoce la cantidad de agua, lo cual ocurre raras veces, y se puede calcular el calor disponible en el vapor de proceso, se puede proyectar la válvula de desahogo como si fuera una válvula para vapor. Pero todavía sería dudoso si esa válvula podría abrir con suficiente rapidez para descargar la conversión casi instantánea del líquido en vapor (alrededor de 1 a 1 400 veces a presión atmosférica) que ocurre en estas condiciones. Esto se aplica a la vaporización instantánea de hidrocarburos ligeros por el petróleo caliente, aunque la relación por volumen entre vapor y líquido pueda ser mucho menor que en la vaporización del agua.

Aunque no se suele proveer ningún dispositivo de desahogo para esta contingencia, el cuidado en el diseño y operación del proceso puede reducir mucho o eliminar casi por completo la posibilidad de una explosión por esa causa. Algunas de las precauciones que se pueden tomar son dobles válvulas de corte y purga en las conexiones para agua, trampas para vapor y condensado y evitar cavidades en donde se acumule el agua.

Explosión interna

Es muy difícil o imposible formular reglas generales para determinar con exactitud el tamaño de los dispositivos de desahogo o descarga de explosiones internas. No hay ningún método de determinación que tenga aceptación general debido a los factores termodinámicos que

intervienen, a la incertidumbre para determinar los regímenes de aumento de temperatura o de presión y la carencia de base para determinar la mezcla gaseosa que está presente. Se conviene en general que se deben utilizar discos de ruptura en vez de válvulas de desahogo para protección contra explosiones internas, principalmente porque los discos reaccionan con mayor rapidez que las válvulas ante un aumento instantáneo en la presión. Asimismo, los límites de presión señalados por los códigos para recipientes no siempre son aplicables en condiciones de un aumento muy rápido en la presión.

Las explosiones internas ocasionan aumento en la presión en los recipientes como consecuencia de:

- La presión y el contenido del recipiente inmediatamente antes de la explosión.
- Presión de reventamiento del disco de ruptura a la temperatura de operación.
- Superficie del disco de ruptura en relación con el volumen del recipiente.
- Duración y sentido de la onda de presión explosiva.

En las pruebas controladas de presión, se ha comprobado que la presión potencial máxima de una explosión de mezclas típicas de aire e hidrocarburos a temperatura ambiente es alrededor de ocho veces mayor que la presión en el recipiente, justo antes de la explosión. Además, la presión máxima puede ser mucho mayor y no está limitada por la capacidad nominal del disco de ruptura.

Dado que no hay métodos de diseño generalmente aceptados para la protección contra explosiones internas, el diseñador es el responsable de seleccionar, a su juicio, el medio más eficaz para protección. Se sugieren los dos métodos siguientes:

- Diseñar el recipiente para que soporte las explosiones internas con la adición de un factor de seguridad a la presión normal de operación. Sin embargo, el factor de seguridad requerido puede hacer impráctico este método.
- Con base en el volumen contenido en el recipiente, se puede determinar el tamaño del disco de ruptura con un método arbitrario. Para proteger contra una explosión de aire e hidrocarburos en una refinería de petróleo se considera adecuada una superficie de 2 ft² por cada 100 ft³ de volumen de vapores. No se puede hacer una recomendación oficial hasta que se hagan más investigaciones de las explosiones internas.

Reacciones químicas

Se necesitan amplios conocimientos de la cinética y de la velocidad de las reacciones para calcular la rapidez de desahogo de presión que se necesita para una reacción química en un sistema cerrado. Las consideraciones en cuanto a las reacciones químicas que puedan ser semejantes a una explosión son similares a las antes mencionadas.

Las reacciones exotérmicas son especialmente peligrosas por:

- La aceleración de la velocidad de reacción cuando aumenta la temperatura acompañada de un elevado régimen de liberación de energía.

- Se liberan grandes volúmenes de no condensables, en muchos casos cuando la temperatura ha aumentado en exceso y se inician las reacciones de descomposición.

Es posible que el desahogo normal de la sobrepresión resulte inadecuado en estas condiciones. Para evitar posibles reacciones descontroladas, se debe proporcionar un desahogo rápido de la presión.

Si se pudiera diseñar un sistema de desahogo de presión absolutamente confiable, se podrían evitar sobrepresiones destructoras con la adición de suficiente fluido volátil para absorber el exceso de calor de la reacción, con lo cual se enfriaría el sistema a una temperatura segura; con ello se podría calcular la sobrepresión y proveer capacidad para desahogo, aunque sea grande. La refrigeración interna por la vaporización del líquido evitaría sobrepresiones más serias que podrían dar por resultado una reacción química sin control.

Sistemas supresores de explosiones

Cuando se diseña un sistema de protección contra explosión o incendio junto con la planta de procesamiento y almacenamiento de un material particular, es necesario determinar mediante pruebas las características explosivas y reactivas de este material en forma de polvo, vapor o gas. Se sabe en la práctica que las explosiones no son instantáneas. Para cualquier material combustible, hay una demora mensurable de milisegundos ante la ignición y el aumento de la presión hasta valores explosivos. En la mayor parte de los casos, esa demora se puede aprovechar con ventaja para reprimir una explosión que ya ha empezado, con la aplicación de las siguientes técnicas de supresión:

- Descarga de un supresor para extinguir la explosión antes de que haya un aumento considerable en la presión.
- La apertura de respiradores de desahogo con una carga explosiva suficiente y con tiempo para descargar la presión creciente. A menudo se utilizan supresores en combinación con los respiraderos para apagar los incendios subsecuentes.
- La inclusión de supresores corriente abajo de la zona peligrosa para evitar explosiones en cadena o la disseminación del fuego.
- Aislamiento de una sección determinada de la planta para evitar que se extiendan las explosiones y los posibles incendios.
- Inclusión de relevadores de paro inmediato del proceso cuando ocurre una explosión.

En la figura 14 aparece un diagrama de un sistema de protección contra explosiones.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA Y ELIMINACIÓN

Antes de diseñar la sección de eliminación en un sistema de desahogo de presión se debe hacer un análisis detallado de todas las posibles condiciones en las que se descargarán los fluidos desde los dispositivos de desahogo del sistema, a fin de determinar la carga máxima pa-

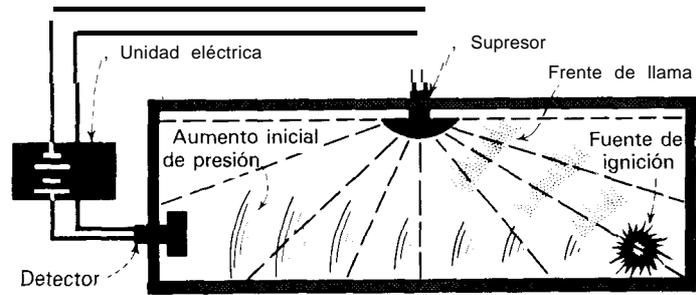


Fig. 14 El detector capta el aumento inicial de presión

ra cualquier emergencia, o sea, el total de las cargas de los aparatos individuales que descargan en condiciones de emergencia.

La carga máxima es la que exige la mayor pérdida de carga en todo el sistema. No es por necesidad el máximo número de libras por hora que debe descargar el sistema. Por ejemplo, un vapor que tenga peso molecular de 12 y un volumen de 100 000 lb/h a 300°F, produce mayor pérdida de carga o presión y más esfuerzo en el sistema de desahogo que un sistema en que circulan 150 000 lb/h de un vapor a 100°F con peso molecular de 44.

La sobrepresión, que requiere un desahogo de emergencia, ocurre por un acontecimiento específico. Dado que es muy improbable que ocurran dos o más eventos no relacionados, rara vez se utilizan como base para calcular la carga máxima del sistema. El tamaño de las tuberías desde cada válvula de desahogo se calcula para máximo flujo, pero las secciones de un cabezal principal o secundario deben ser del tamaño adecuado para un máximo específico.

Además de la descarga de las válvulas de desahogo de presión, el sistema de eliminación pueden recibir una carga adicional de los sistemas de reducción de presión de los vapores, que son instalaciones auxiliares para la reducción rápida de la presión en el equipo mediante la descarga de vapores. Los cabezales en que se encuentran las válvulas de desahogo reciben a menudo corrientes de reducción de presión; la carga de ellas se debe sumar a las de cada válvula de desahogo para calcular la carga máxima en un sistema de eliminación.

Sistemas con una sola válvula

El sistema con una sola válvula que descarga a la atmósfera es el más sencillo de los métodos para desahogo y eliminación. Para evitar la contrapresión se emplea una tubería de corriente abajo que sea lo más corta posible. Este tipo de sistema de descarga se instala a menudo en lugares elevados como la parte superior de las torres, aunque suele ser indeseable y, si se utiliza, está limitado a gases ligeros.

El sistema de descarga cerrada con una sola válvula es algo más complejo. El tubo de descarga se tiende hasta una chimenea de respiración, un quemador vertical u otro medio de descarga en el cual no estén conectados ningún tubo de descarga de una válvula de desahogo o

de un sistema reductor de presión. Los fluidos a temperatura 0 presiones anormales, así como los gases 0 vapores tóxicos o corrosivos, se descargan a menudo con sistemas de este tipo.

Sistemas con válvulas múltiples

El sistema de desahogo con descarga cerrada y válvulas múltiples es el que más se utiliza. Después de haber calculado el tamaño de la tubería con base en las cargas individuales, los volúmenes máximos en condiciones de emergencia, la contrapresión y temperatura permisibles en la descarga, el tendido de las tuberías es la siguiente consideración en orden de importancia. La posible ubicación de los cabezales principales se puede determinar con una observación. En lugar de combinar todas las corrientes de descarga en un cabezal grande que sirva para toda una unidad de operación, puede ser más económico, en determinadas circunstancias, dividir la protección con dos cabezales, uno para cada mitad de la zona. Esas decisiones se deben basar en el costo de los tubos, soportes y materiales relativos. La selección final de un método para eliminación también puede depender de la facilidad de mantenimiento.

Con frecuencia se utiliza un sistema de cabezales múltiples en un sistema de válvulas múltiples para el servicio de una sola unidad, por razones de seguridad o economía. La necesidad de este sistema surge cuando es ventajoso aislar corrientes de desahogo o de reducción de presión determinadas, debido a:

- Presencia de materiales corrosivos.
- Diferencias considerables en las presiones de operación del equipo en el cual se emplea el sistema.
- Corrientes de descarga que es posible sometan a la tubería a temperaturas demasiado altas o bajas.

Los cabezales secundarios de material resistente a la corrosión se pueden utilizar para descargar circulaciones de corrosivos, en lugar de construir un solo cabezal común para todas las corrientes de descarga con una aleación costosa; o bien, cuando la corriente corrosiva se maneja sólo con cabezales secundarios, puede ser todavía más económico hacerlos con acero al carbono y sustituirlos cada cierto tiempo. En algunos casos, los cabezales secundarios para descargas corrosivas están conectados con un sistema de neutralización antes de que descarguen en los quemadores elevados.

El funcionamiento se lleva a cabo a presiones muy diferentes en muchas unidades de proceso. A menudo, un solo cabezal pequeño, separado, es suficiente para manejar las descargas de las válvulas en equipo de alta presión. Esto se puede hacer si se aprovecha la contrapresión permisible sin restringir la capacidad de los dispositivos de desahogo.

Los equipos de alta presión, a veces, se pueden conectar con un sistema que sirve a un equipo de baja presión, mediante el aumento del tamaño del cabezal, si es posible. Sin embargo, se debe tener protección para una

contrapresión excesiva en los componentes para baja presión que se prevé descarguen en forma simultánea. En este caso, se requieren válvulas de desahogo de presión del tipo desequilibrado en el equipo de baja presión. A veces, puede ser más económico proveer cabezales separados y válvulas de desahogo equilibradas que aumentar el tamaño de un cabezal común.

Si se esperan temperaturas extremosas, los cabezales separados pueden resultar más económicos que el aumento del tamaño de un solo cabezal, para permitir la expansión de las corrientes calientes. Las aleaciones para temperaturas muy bajas también aumentan el costo de agrandar un cabezal común.

Los procedimientos para instalación de válvulas de desahogo de presión para gases, vapores y líquidos aparecen en la referencia 7. Además, los datos para diseño e instalación del sistema de desahogo y de reducción de presión aparecen en la referencia 8 (anexo a API RP 520^{6, 7}).

Agradecimientos

El autor agradece a E. Lochte, K. Owen y C. Teague, de Instrument Engineering Dept., de Houston Division de Flour, su ayuda en el suministro del material de referencia para este artículo y sus sugerencias para el contenido.

Referencias

1. "ASME Boiler and Pressure Vessel Code," Unfired Pressure Vessels, Section VIII, American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1965.
2. Conlon, J., Designing Vapor Relief Systems. *ISA (Instr. Soc. Am.) J.*, June 1964, p. 51.
3. Rearick, J. S., How to Design Pressure Relief Systems. *Hydrocarbon Process*, Part 1, Aug. 1969, p. 104; Part 2, sept. 1969, p. 161.
4. Jenett, E., Design Considerations for Pressure-Relieving Systems. *Chem Eng.*, July 8, 1963, p. 125.
5. Jenett, E., Components of Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, Aug. 19, 1963, p. 151.
6. "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure-Relieving Systems in Refineries," Part I—Design, API RP 520, 3rd ed., American Petroleum Institute, New York, 1967.
7. "Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure-Relieving Systems in Refineries," Part II—Installation, API RP 520, 2nd ed., American Petroleum Institute, New York, 1963.
8. "Guide for Pressure Relief and Depressuring Systems," API RP 521, 1st ed., American Petroleum Institute, New York, 1969.
9. "Flanged Steel Safety Relief Valves for Use in Petroleum Refining," API RP 526, American Petroleum Institute, New York, 1963.



El autor

Marx Isaacs es ingeniero de procesos y redactor técnico en Flour Corp., Houston Div., 4620 N. Braeswood, Houston, TX 77035. Después de recibir su título de ingeniero químico en Tulane University, trabajó en Shell Oil Co., primero como químico y después como tecnólogo. Antes de ingresar a Flour fue durante tres años el redactor técnico de *Corrosion*, una publicación de investigaciones de National Assn. of Corrosion Engineers.

Válvulas de desahogo de presión para plantas y procesos

La descarga de las sobrepresiones en los sistemas de procesos depende de si se trata de un gas, un vapor o una fase líquida. Los criterios de diseño para válvulas de desahogo, sistemas de fluido y tubería de descarga permitirán capacidades adecuadas para cumplir con los diversos códigos,

Robert Kern, Hoffman - La Roche Inc.

Las válvulas de desahogo de presión evitan la sobrepresión indeseada en el equipo y tuberías de procesos: Estas válvulas funcionan automáticamente a una presión predeterminada para descargar el fluido y reducir la sobrepresión.

En este artículo se describirán las características de funcionamiento y la determinación del tamaño de las válvulas de desahogo y su interrelación con el diseño del sistema y la tubería. Para definiciones detalladas del tipo de dispositivos para protección contra sobrepresiones, valores de presiones y capacidad requerida de desahogo, se pueden consultar las referencias 1, 2 y 3. También es esencial conocer los requisitos de los códigos ASME para calderas y recipientes de presión⁴ y los métodos recomendados por el API.³

Válvulas de desahogo comerciales

La válvula de desahogo de presión, por lo general, consta de un cuerpo en ángulo que tiene la brida de entrada en la parte inferior y una brida de salida en un lado (Fig. 1). La brida de entrada está diseñada para la presión y temperatura de entrada nominales. La brida de salida, más grande, por lo general tiene menor capacidad de presión. En las válvulas de desahogo de procesos, hay una boquilla cónica alojada en la brida de entrada y el extremo de diámetro menor sirve como asiento de válvulas para un disco bajo carga de resorte. Estas válvulas se pueden utilizar para servicios con líquidos y vapores (Fig. 1b).

La carga de resorte contra el disco contrarresta la presión de entrada. Para evitar las fugas o escurrimiento por

el asiento de la válvula en el funcionamiento normal con líquidos y vapores, el resorte se gradúa 10% por arriba de la presión normal de funcionamiento. Esta presión graduada, P_s , se puede ajustar con un tornillo que está encima del resorte. Para impedir modificaciones no autorizadas en la presión, el tornillo tiene un tapón roscado. Cuando se desea una graduación alterna del resorte, el ajuste no debe variar en más de $\pm 10\%$ del ajuste de fábrica hasta 250 psi ni de $\pm 5\%$ a más de 250 psi.

El resorte puede estar alojado en un bonete. Se utiliza bonete cerrado cuando el fluido descargado debe quedar confinado en el cuerpo de válvula y la tubería de descarga. El bonete es del tamaño de acuerdo con la capacidad de presión de salida de la válvula. En las válvulas del tipo de yugo el resorte está descubierto y se suelen utilizar para servicios con vapor de agua y aire. De acuerdo con el Código ASME,⁴ las válvulas de seguridad para vapor de agua deben tener palancas para prueba (Fig. 1c).

El disco que tiene aspas debajo estará guiado en el orificio de entrada, es decir, con guía inferior. Cuando se utiliza vástago, el disco se guiará en una camisa en el bonete o yugo, es decir, tendrá guía superior. Las válvulas de desahogo para líquido a veces tienen guías inferiores (Fig. 1d). Las válvulas de desahogo para procesos y calderas suelen tener guía superior (Fig. 1b).

Se utilizan las siguientes definiciones de las válvulas de desahogo de presión:

- Válvula de 'desahogo: para servicio con líquidos.
- Válvula de seguridad: servicio con vapor de agua, gas y vapores.
- Válvula de desahogo de seguridad: para líquidos o vapores.

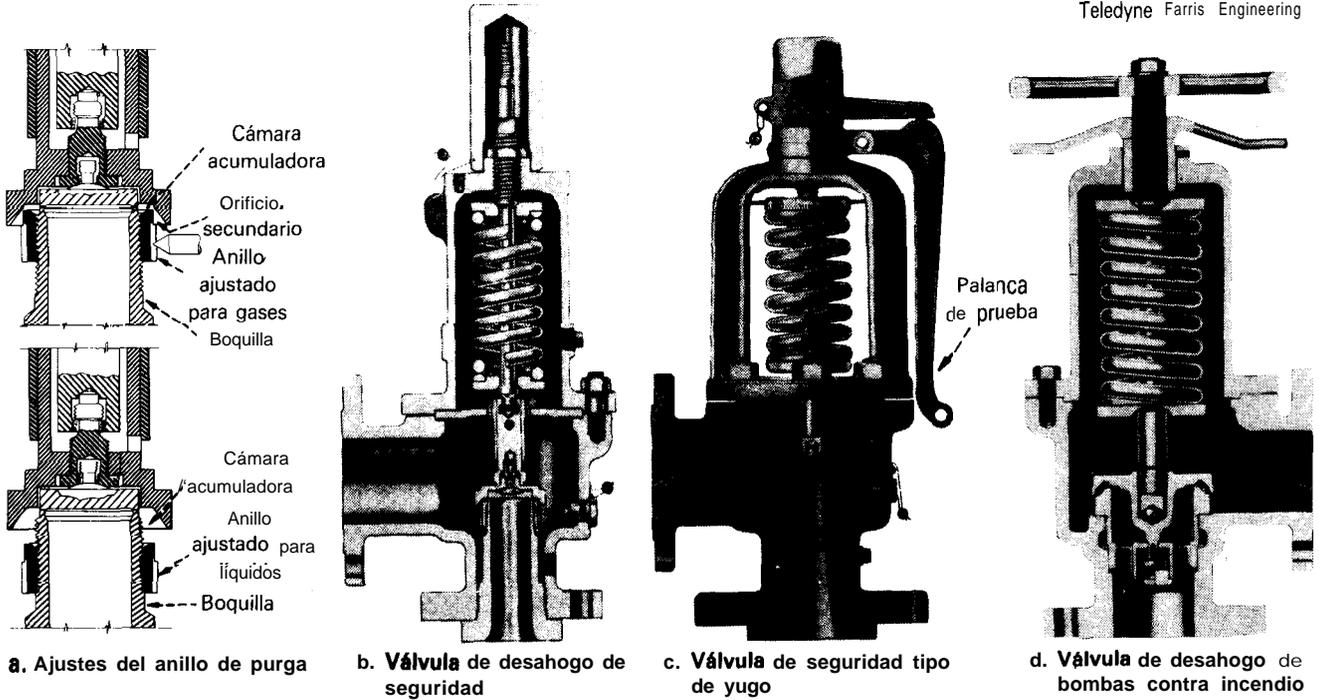


Fig. 1 Detalles de construcción de válvulas típicas de desahogo de presión para las industrias de procesos químicos

Las válvulas de desahogo para líquidos empiezan a abrir cuando la presión interna llega al valor de la presión graduada y tendrá un aumento gradual hasta que sea de 10 a 33% mayor que la graduada, según el tipo de servicio. La válvula llega a su plena capacidad con una sobrepresión de 25%. La presión de desahogo se define como la presión graduada más la sobrepresión. En las figuras 2 y 3 se presentan las relaciones entre las presiones y las definiciones para válvulas de desahogo convencionales y con fuelle equilibrado.

En el servicio con vapor de agua, aire, gas y vapores, la válvula de seguridad se abre cuando la presión llega al valor de la presión graduada. La presión continuará en aumento, por lo general hasta 3% a 33% por arriba de la presión graduada. Después de la descarga llamada también purga, el disco vuelve a asentarse a más o menos 4% por abajo de la presión graduada.

En las válvulas para gas y vapores, la presión estática abre el disco y lo mantiene abierto una fuerza dinámica. Esta fuerza la produce la velocidad creciente del fluido en la boquilla cónica debajo del disco y en la parte inferior acampanada del disco, llamada cámara acumuladora de presión (Fig. 1a). La cámara acumuladora desvía el flujo del fluido. La velocidad, la masa del gas y la desviación son proporcionales a la fuerza que mantiene abierto el disco de la válvula.

Para mantener abierto el asiento del disco de la válvula se necesita un flujo entre 25 y 30% de la capacidad máxima de la válvula. Un flujo menor ocasionaría apertura y cierre frecuentes, es decir, traqueteo en la válvula.

En las válvulas de desahogo de seguridad, un anillo ajustable de purga sobresale en la cámara acumuladora (Fig. 1a). Cuando el anillo está en su posición alta, el disparo de la válvula es más rápido y la purga dura más

Notación

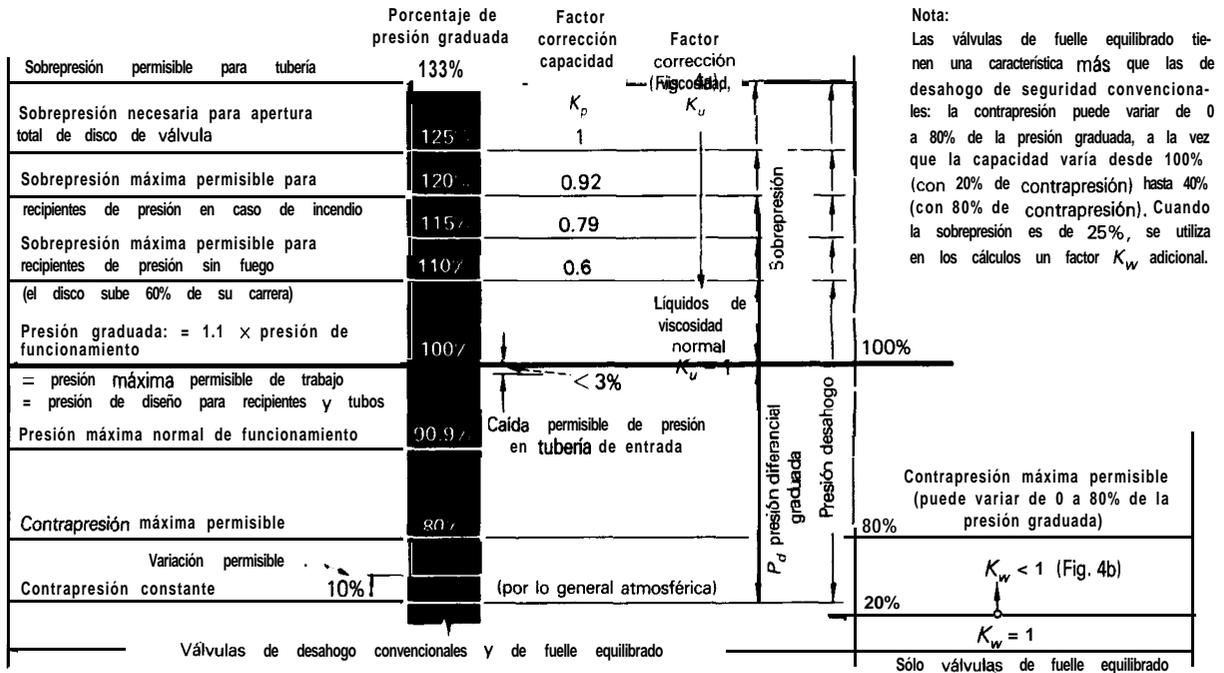
<i>A</i>	Superficie requerida en el orificio de válvula, in ²
<i>l</i>	Exponente adiabática (relación térmica específica, c_p/c_v)
<i>M</i>	Peso molecular
<i>P</i>	Presión absoluta de desahogo ($P_s + P_o + 14.7$), psia
<i>P_b</i>	Contrapresión en el lado de descarga, psi
<i>P_d</i>	Presión diferencial graduada ($P_o - P_b$), psi
<i>P_o</i>	Sobrepresión, psi
<i>P_s</i>	Presión de graduación de válvula, psi
<i>Q</i>	Volumen de circulación en la válvula, gpm
<i>ρ</i>	Densidad de fluido a temperatura de flujo, lb/ft ³
<i>S</i>	Densidad relativa de líquido a temperatura de flujo
<i>T</i>	Temperatura absoluta, °R
<i>W</i>	Peso de volumen de flujo en la válvula, lb/h
<i>z</i>	Factor de compresibilidad de gases

Factores para corrección de capacidad

<i>c</i>	Constante de flujo de gases o vapores (Tabla II)
<i>K</i>	Coefficiente de descarga de válvula
<i>K_b</i>	Factor de corrección de flujo de gases o vapores para contrapresión constante (Tabla I)
<i>K_p</i>	Factor de corrección de capacidad de líquido para sobrepresiones menores de 25% (Fig. 4a)
<i>K_{sh}</i>	Factor de corrección para vapor supercalentado (Tabla III)
<i>K_v</i>	Factor de corrección para viscosidad del líquido
<i>K_v</i>	Factor de corrección para gases o vapor para contrapresión variable, sólo válvulas de fuelle equilibrado (Fig. 7)
<i>K_{vo}</i>	Factor de flujo de líquido para contrapresión variable, sólo válvulas de fuelle equilibrado (Fig. 4b)

Subíndices

<i>l</i>	Líquido
<i>s</i>	Vapor de agua
<i>v</i>	Vapores



Nota: Las válvulas de fuelle equilibrado tienen una característica más que las de desahogo de seguridad convencionales: la contrapresión puede variar de 0 a 80% de la presión graduada, a la vez que la capacidad varía desde 100% (con 20% de contrapresión) hasta 40% (con 80% de contrapresión). Cuando la sobrepresión es de 25%, se utiliza en los cálculos un factor K_W adicional.

Fig. 2 Servicio con líquidos: valores relativos de presión de válvulas de desahogo en relación con la presión de graduación

tiempo que cuando está en su posición baja. En el servicio con líquidos, el anillo de purga no debe entorpecer el funcionamiento de la válvula. Por ello, el anillo de purga siempre está en la posición más baja (Fig. 1a).

Válvulas y dispositivos especiales para desahogo

La válvula de centinela es pequeña y del tipo de disparo y avisa al operador de un aumento excesivo en la presión. La válvula de desahogo con diafragma se utiliza para materiales corrosivos. En tamaños menores de 1 in, la válvula de desahogo suele tener conexiones de rosca y las de tamaño pequeño protegen contra el aumento de la presión por la dilatación térmica del líquido.

La válvula de desahogo operada por piloto se utiliza cuando la presión graduada es muy cercana a la presión normal de funcionamiento. Este tipo de válvula permite especificar una presión más baja de diseño en servicios de alta presión y reducirá el costo de materiales y fabricación.

El disco de ruptura consta de una placa cóncava, delgada, sujeta entre bridas.⁷ El espesor y la resistencia de la placa se proyectan de modo que se rompa a una presión predeterminada exacta. Los discos producen un sello hermético para líquidos y gases tóxicos, corrosivos o inflamables y son económicos. Se pueden utilizar corriente arriba de una válvula de desahogo convencional, pero se deben tener siempre discos para repuesto. Para funcionamiento continuo, se debe hacer una instalación en paralelo con válvulas de aislamiento que deben estar abiertas durante el funcionamiento.

Determinación del tamaño de válvulas de desahogo para servicio con líquidos

Para determinar el tamaño, se calcula el orificio requerido (A , in²) y se selecciona el del tamaño mayor inmediato en los catálogos de los fabricantes. A continuación aparece un resumen de las fórmulas para determinar el tamaño de las válvulas para servicio con líquidos:

Tubería: La derivación de una fórmula para el tamaño se basa en la ecuación de Bernoulli (véase nota al pie de la página 105). Una expresión básica que incluye el coeficiente de flujo es:

$$A = \frac{Q\sqrt{S}}{27.2\sqrt{P_d}} \quad (1)$$

en donde A = orificio requerido en la válvula, in²; Q = volumen de flujo a la temperatura de trabajo, gpm; S = densidad específica a la temperatura de trabajo. P_d es la presión diferencial graduada, psi, la cual es la presión para graduación de la válvula (P_s , psi) menos la contrapresión (P_b , psi) en el lado de salida o $P_d = P_s - P_b$. Para válvulas de desahogo que descargan a la atmósfera, $P_d = P_s$.

Una válvula de desahogo para servicio con líquidos está abierta del todo cuando la presión llega a 1.25 P_s , o sea, 25% de sobrepresión. La ecuación (1) es para calcular las válvulas de desahogo para la sobrepresión en la tubería. Los códigos permiten una sobrepresión de 33% para la tubería.

Líquidos viscosos: Cuando la viscosidad es menor de 2 000 SUS (Segundos universales Saybolt) se aplica una corrección por viscosidad en la ecuación (1). Es aconse-

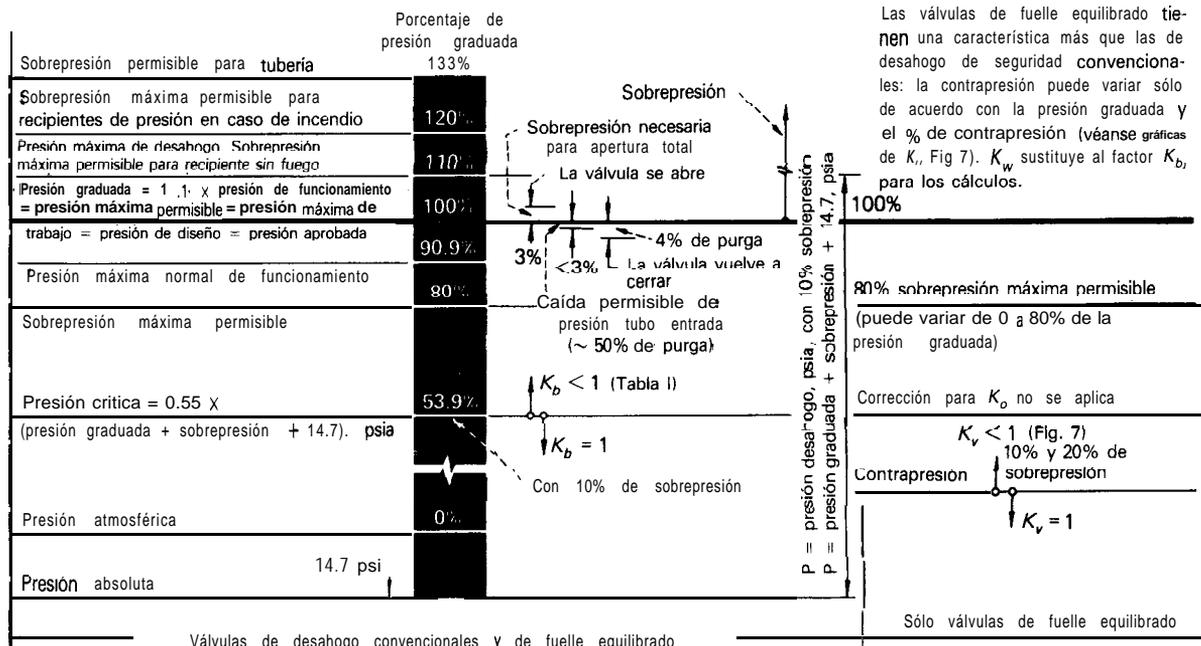


Fig. 3 Servicio con gases y vapores: valores relativos de presión para válvulas de seguridad en relación con la presión de graduación

jable suponer 25 % de sobrepresión además de la corrección por viscosidad. La ecuación (1) para determinar el tamaño se convierte ahora en

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.2 \sqrt{P_d} K_u} \quad (2)$$

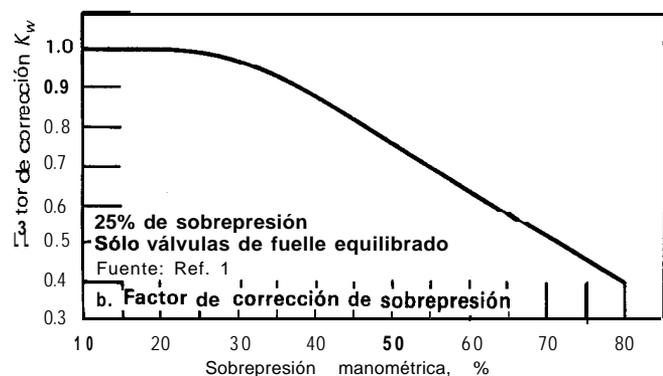
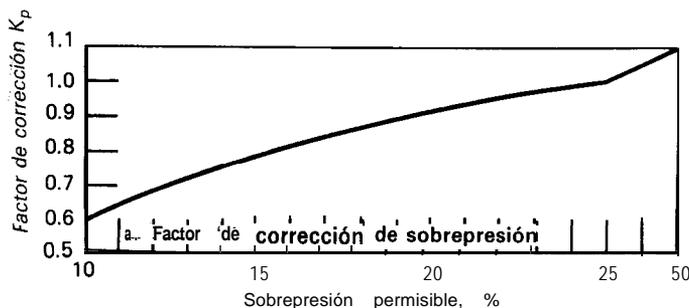


Fig. 4 Factores de corrección para determinar tamaño de válvulas de desahogo en servicio con líquidos

Los factores de corrección de la viscosidad, K_u , con diversos números de Reynolds*, N_{Re} , son:

N_{Re}	K_u	N_{Re}	K_u
5 000	0.98	100	0.59
3 000	0.97	50	0.41
2 000	0.96	40	0.35
1 500	0.95	30	0.28
1 000	0.91	20	0.19
500	0.89	10	0.11

En muchos casos, el uso de tubería para vapor o cuerpo de válvula con camisa para vapor evitarán viscosidades muy altas o la solidificación del material en el cuerpo de la válvula.

Recipientes depresión: Los códigos para recipientes de presión no permiten una sobrepresión de 25% cuando hay

Tabla 1 Factor para determinar tamaño con contrapresión constante para válvulas convencionales, servicio con vapores o gases

Contrapresión absoluta, %	Factor K_b para contrapresión constante
55	1.0
60	0.995
65	0.975
70	0.945
75	0.9
80	0.845

Fuente: Referencia 1.

*Para calcular el número de Reynolds y las conversiones para viscosidad, véanse la figura 4 y Merritt, *Manual del Ingeniero Civil* Sección 21 (Libros McGraw-Hill de México).

desahogo con la válvula. En consecuencia, se requiere un factor, K_p , para corrección de capacidad en la ecuación (1) para sobrepresiones menores del 25 %. La fórmula para determinar el tamaño con número de Reynolds mayor de 2 000 y viscosidades de más de 2 000 SUS es:

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.2 \sqrt{P_d} K_p} \quad (3)$$

Los factores de corrección de capacidad para presiones que no sean del 25% son:

Sobrepresión %	K_p	Posición del disco % de apertura
33	1.03 (use $K_p = 1$)	100
25	1	100
20	0.92	92
15	0.79	79
10	0.6	60

No se recomiendan correcciones para menos de 10% de sobrepresión. En el raro caso de tener que desahogar un líquido viscoso, se multiplica el lado derecho de la ecuación (3) por $(1/K_u)$.

La sobrepresión máxima permisible para recipientes de presión en caso de incendio es de 20 % ($1.2P_s$), y para recipientes sin fuego es de 10% ($1.1P_s$). Para otras sobrepresiones, véase la figura 4. En la figura 2 se indican los valores relativos de presión y un resumen de los factores de corrección para válvulas de desahogo de líquidos.

Líquidos saturados. Cuando un líquido saturado pasa por una restricción y se reduce la presión, ocurre una vaporización instantánea adiabática justamente después de la abertura de la válvula. Hasta para velocidades sónicas, la recomendación para determinar el tamaño es: calcúlese la sección transversal requerida con las cantidades del vapor instantáneo, A_v ; con la cantidad restante de líquido saturado, calcúlese la sección transversal A_l para el líquido. La suma de la superficie requerida en el orificio de la válvula de desahogo:

$$A = A_l + A_v$$

en donde A_l se puede calcular con la ecuación (3) y A_v con la ecuación (6) para válvulas de desahogo de seguridad convencionales. Para calcular las superficies para una válvula del tipo de fuelle equilibrado, se utilizan la ecuación (4) y la ecuación (9).

De acuerdo con las publicaciones existentes, este método hace que la válvula sea de tamaño mayor al necesario. Para evitar el traqueteo porque la capacidad de flujo es muy baja, se pueden seleccionar dos válvulas de desahogo que tengan superficies de orificios que sean más o menos entre 1/3 y 2/3 de la superficie calculada, A , y dejar que la presión graduada de la válvula pequeña sea 3% más alta que la de la grande.

Una comparación entre las válvulas de control y las válvulas de desahogo para determinar el flujo y el tamaño puede ser engañosa. Cuando se abre una válvula de control, aumenta el flujo y se reduce la presión diferencial. Por contraste, cuando se abre una válvula de desahogo aumentan el flujo y la presión diferencial. La presión

diferencial en las válvulas de control suele ser una fracción de la gran caída de presión en las válvulas de desahogo. Además, en el diseño de las válvulas de desahogo se tiene en cuenta un aumento en el volumen en el lado de salida y se provee un cuerpo de válvula y brida de salida más grande que en la entrada.

La tubería después de la descarga de la válvula de desahogo suele tener alguna restricción para aceptar el líquido de vaporización instantánea a los gases en expansión, a fin de evitar velocidades o aumento excesivos en la contrapresión.

Fuelle equilibrado: Supóngase que una válvula de desahogo convencional funciona con una contrapresión entre 10% y 80% de la presión graduada. El disco de la válvula está empujado contra su asiento por la carga del resorte más una fuerza igual a la superficie del asiento multiplicada por la contrapresión. Si la contrapresión, varía, aumenta o cambia de tiempo en tiempo, la válvula de desahogo no abrirá a la presión graduada; cosa que no se puede permitir.

Si el resorte de la válvula está aislado de la cámara de salida por un fuelle cuyo diámetro sea igual al del anillo de asiento, la contrapresión no alterará la presión graduada. Esto se ilustra en la figura 5.

Los fuelles equilibrados se utilizan en caso de contrapresiones en aumento, con cambios intermitentes o permanentes. Además, el fuelle se puede utilizar para separar al resorte de un fluido corrosivo que pase por la válvula. Se debe usar una válvula con fuelle equilibrado cuando la variación en la contrapresión excede del 10% de la presión graduada.

Para determinar el tamaño de una válvula con fuelle equilibrado, se multiplica el lado derecho de la ecuación (3) por un factor, $1/K_w$ de corrección de contrapresión:

$$A = \frac{Q \sqrt{S}}{27.7 \sqrt{P_d} K_p K_w} \quad (4)$$

en donde los valores de K_p se toman de la figura 4a y K_w se puede obtener con la figura 4b al utilizar la gráfica con el porcentaje de contrapresión manométrica, P_{bg} que es:

$$P_{bg} = (P_b/P_s)100 \quad (5)$$

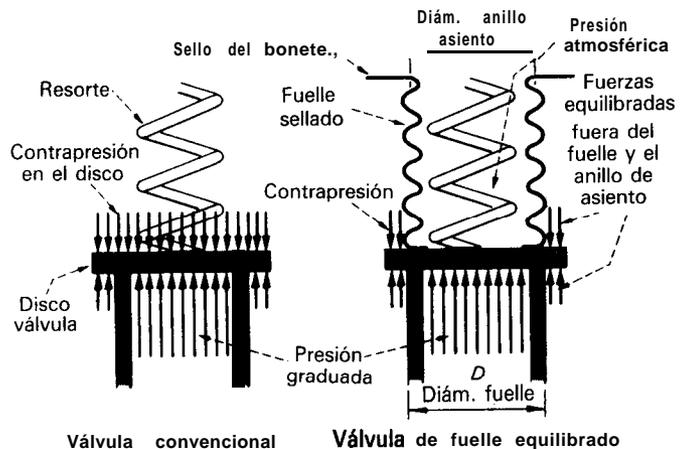


Fig. 5 Acción de la contrapresión en los discos de las válvulas de desahogo convencionales y de fuelle

En la ecuación (5), P_b y P_s se expresan en psig. Para líquidos viscosos, se multiplica el lado derecho de la ecuación (4) por $1/K_v$.

Determinación de tamaño de válvulas para servicio con gases y vapores

El funcionamiento de las válvulas de desahogo para líquidos y para vapores es diferente. Para desahogo de líquidos se necesita una sobrepresión de 25 % para la apertura total de la válvula. En servicio con vapores, la válvula dispara con una sobrepresión de 3 % o menos. En consecuencia, no se necesita corrección por sobrepresión en las válvulas para vapores.

La fórmula para determinar el tamaño para el desahogo de vapores, gases y aire es

$$A = \frac{W \sqrt{Tz}}{CKK_b P \sqrt{M}} \tag{6}$$

en donde A es la superficie requerida en el orificio de la válvula en in², W es el volumen de flujo lb/h; z es el factor de compresibilidad que corresponde a la presión absoluta de desahogo, P en psia, y temperatura absoluta de circulación T en °R. (Nota: $P = P_s + P_o + 14.7$ y $T = °F + 160$). M es el peso molecular promedio del vapor o el gas, K es el coeficiente de descarga de la válvula determinado por el fabricante, por ejemplo, $K = 0.975$.

Los valores recomendados por ASME⁴ para presión graduada más la sobrepresión son:

- $P_s + P_o = 1.1P_s$ para recipientes de presión sin fuego
- $P_s + P_o = 1.2P_s$ para recipientes en caso de incendio
- $P_s + P_o = 1.33P_s$ para tubería

Además, en la ecuación (6) K_b es el factor para determinar el tamaño con contrapresión constante, que es función del porcentaje de contrapresión absoluta, P_{ba} :

$$P_{ba} = [P_b / (P_s + P_o + 14.7)] 100 \tag{7}$$

en donde P_b es la contrapresión, psia; P_s es la presión graduada y P_o es la sobrepresión, ambas en psig. Los valores de K_b se dan en la tabla 1, $K_b = 1$ cuando la contrapresión es menor que la presión absoluta para descarga $P_b < 0.55 (P_s + P_o + 14.7)$.

La constante C para circulación de gases o vapores es función de la exponente adiabática $k = c_p/c_v$:

$$C = 520 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} \tag{8}$$

Los valores correspondientes de k y C calculados con la ecuación (8) se presentan en la tabla II. Si no se conoce k , la suposición de $k = 1$ dará un resultado conservador y $C = 315$. En la figura 3 se indican los valores relativos de presión para las válvulas de seguridad, con el resumen de los factores de corrección.

Tabla II Constantes para flujo de gases o vapores

Calor específico, k	Constan- te, c	Calor específico k	Calor específico, k	Constan- ta, c	Calor específico k
1.00	315	1.26	343	1.52	366
1.02	318	1.28	345	1.54	368
1.04	320	1.30	347	1.56	369
1.06	322	1.32	349	1.58	371
1.08	324	1.34	351	1.60	372
1.10	327	1.36	352	1.62	374
1.12	329	1.38	354	1.64	376
1.14	331	1.40	356	1.66	377
1.16	333	1.42	358	1.68	379
1.18	335	1.44	359	1.70	380
1.20	337	1.46	361	2.00	400
1.22	339	1.48	363	2.20	412
1.24	341	1.50	364		

Fuente: Referencia 1.

Ejemplo: Determinése el tamaño de una válvula de seguridad que descarga a la atmósfera ($P_b = 14.7$ psia). Se aplican los siguientes datos de circulación: $W = 26\,748$ lb/h; presión graduada $P_s = 400$ psig; temperatura del gas = 100°F; peso molecular = 18.7; factor de compresibilidad, $z = 0.9$ y $k = 1.3$.

Con $k = 1.3$ se encuentra que $C = 347$, según la tabla II. Dado que la contrapresión es menor al 55% de la presión absoluta de descarga, entonces $K_b = 1$. Para calcular la superficie A requerida en el orificio de válvula, se sustituye en la ecuación (6).

$$A = \frac{26,748 \sqrt{560(0.9)}}{347(0.975)(1)(454.7) \sqrt{18.7}} = 0.9 \text{ in}^2.$$

Con los catálogos de los fabricantes se selecciona una válvula de seguridad que tenga la superficie de orificio más cercana y más grande que el valor calculado. En la

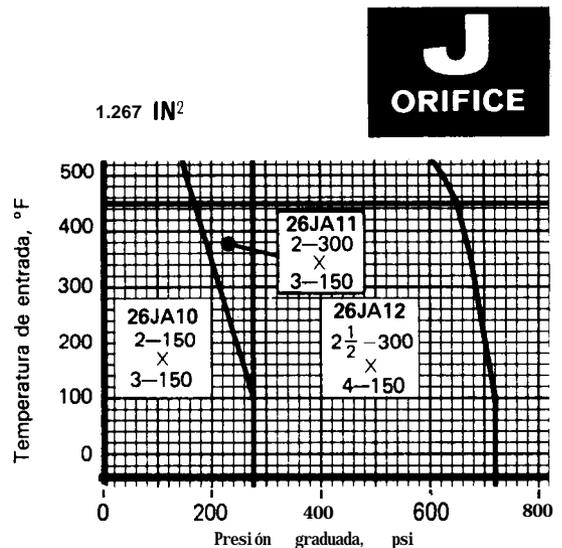


Fig. 6 Sección de una gráfica típica para selección en el catálogo de un fabricante

figura 6 se reproduce una sección de una página de un catálogo típico. Entonces, para una presión graduada de 400 psig y temperatura de entrada de 100°F, la válvula seleccionada tendrá un diámetro de 2-1/2 in, brida de entrada de 300 lb, diámetro de 4 in, brida de salida de 150 lb y una superficie de orificio de 1.287 in.² Por supuesto, si se necesita una superficie diferente de orificio, se debe utilizar la tabla requerida.

En este ejemplo, la diferencia entre la superficie calculada del orificio (0.9 in²) y la superficie disponible (1.287 in²) es muy grande. Como opción, se pueden seleccionar dos válvulas de seguridad: una con superficie de orificio de 0.307 in², y la otra de 0.785 in². Esto da una superficie disponible de orificio de 1.092 in², que está mucho más próxima al valor calculado. La válvula pequeña se puede graduar para disparar a una presión 3% más alta que la grande.

Válvulas con fuelle equilibrado: La contrapresión altera la capacidad nominal de una válvula. En consecuencia, se necesita una corrección. El factor de corrección, K_v , para gases y vapores es igual a la capacidad de la válvula con contrapresión, dividida entre la capacidad nominal sin contrapresión. K_v se puede obtener con las gráficas de la figura 7 y el empleo del porcentaje de la contrapresión manométrica, P_{bg} calculado con la ecuación (5).

La fórmula para calcular el tamaño de las válvulas de fuelle equilibrado con contrapresión constante o variable en servicio con gases y vapores es la de la ecuación (6), excepto que se sustituye a K_b por K_v :

$$A = \frac{W \sqrt{Tz}}{CKK_v P \sqrt{M}} \quad (9)$$

Un ejemplo de la contrapresión variable es cuando una válvula de seguridad descarga en un sistema de proceso de baja presión.

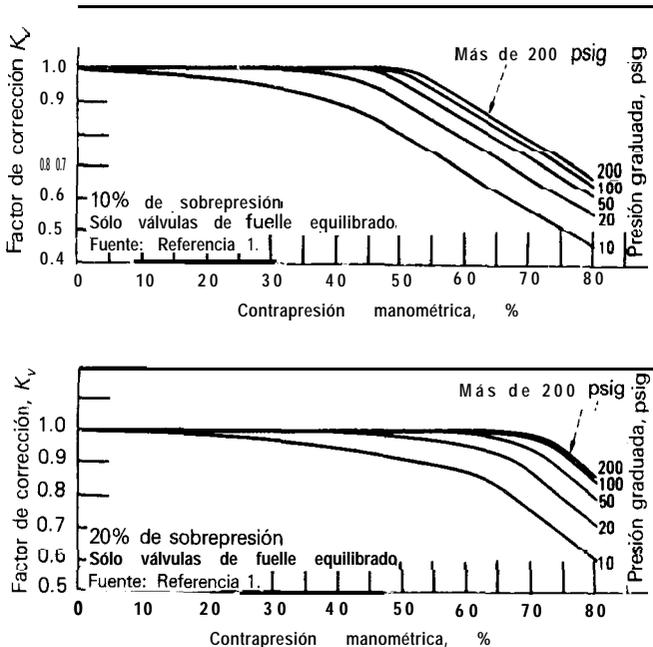


Fig. 7 Factores de determinación de tamaño para la contrapresión en válvulas de desahogo para vapores o gases

Vapor saturado y supercalentado

Dado que se conoce el peso molecular del vapor y su densidad y punto de saturación son función de la temperatura y la presión, se puede simplificar la ecuación (6) para modificarla con un factor de corrección para vapor supercalentado. La fórmula para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo o seguridad para vapor es:

$$A = \frac{W_s}{51.5 K P K_b K_{sh}} \quad (10)$$

en donde W_s = volumen de flujo de vapor, lb/h; $K = 0.975$; $P = (P_i + P_o + 14.7)$ = presión de desahogo, psia. Los valores de K_b se dan en la tabla 1. $K_b = 1$ cuando la contrapresión es menor del 55% de la presión absoluta de descarga. $K_{sh} = 1$ para vapor saturado. En la tabla III se dan los valores de corrección para vapor supercalentado.

El Código ASME para Calderas⁴ sólo permite 3% de sobrepresión (es decir, $P_i + P_o = 1.03P_i$) excepto para generadores de vapor de un tamaño superior a 500 ft² y equipados con dos válvulas de seguridad. La segunda válvula de seguridad se puede graduar a 3% más que la primera y puede descargar a una presión 6% más alta que la primera. Dicho Código incluye todos los detalles.

Tubería para válvulas de desahogo

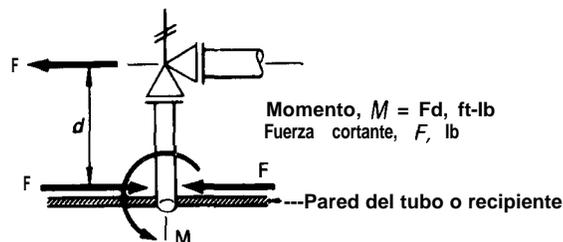
Una válvula de desahogo de seguridad (VD) debe abrir y funcionar en sus condiciones de diseño como tamaño, selección, especificaciones y su colocación en el equipo y la tubería conectada al mismo.

La válvula de desahogo o de seguridad se suele instalar con el vástago vertical, la boquilla de entrada hacia arriba y la boquilla de salida horizontal. Si se conecta una VD en una boquilla o tubo horizontales, debe tener un codo de curvatura larga antes de su boquilla de entrada. En los recipientes horizontales, la VD se conecta en la parte superior; en los verticales, una conexión lateral debe ser radial.

Tubería de entrada y salida. El tamaño mínimo del tubo de entrada a la VD debe ser igual que el diámetro en la entrada de ella. La resistencia a la circulación del tubo de entrada no debe ser mayor de 2 a 3% de la presión graduada (50% de purga). La resistencia excesiva en ese tubo también puede ocasionar traqueteo; las tuberías de entrada deben ser cortas, sencillas y no tener obstrucciones. Las válvulas de desahogo que necesitan mantenimiento frecuente, como las utilizadas con materiales viscosos o corrosivos, deben tener válvulas de desahogo con válvulas de cierre para reserva. La válvula de cierre debe tener abertura igual al tamaño de la tubería y debe estar fija en la posición de apertura total. El código para recipientes de presión sin fuego incluye un procedimiento muy estricto para el cierre de la válvula. Las válvulas de cierre pueden estar interconectadas, para que cuando se cierra una se abra la otra. Para fluidos corrosivos, la VD se puede proteger con un fuelle equilibrado o bien, con un disco de ruptura antes de la entrada.

Cuando se abre una VD, se aplica un empuje de reventamiento F , en la línea de centro del tubo de salida

en sentido opuesto a la salida. Esto ocasiona un momento de flexión M y una fuerza cortante en el lugar en que la boquilla de la válvula de desahogo se conecta con el recipiente como se muestra en la siguiente ilustración:



La fuerza F impone un momento de flexión y cortante en la pared del recipiente o del tubo. El momento de flexión aumenta en proporción con la dimensión d , y para minimizarlo la VD debe estar lo más cerca que sea posible del recipiente o tubo. Si la dimensión d tiene una longitud considerable, puede ser necesario reforzar la pared del recipiente o tener soportes para la válvula de desahogo.

Una tubería soportará un momento de flexión si la salida de la VD está paralela con ella. Con una salida perpendicular, el momento de flexión tiende a torcer la tubería.

Por lo general, si el tubo de entrada a la VD es de 3 in 0 mayor y tiene la configuración más pequeña, se deben investigar los esfuerzos, carga y soportes para el tubo. En muchos casos, la VD debe soportar fuertes cargas térmicas y mecánicas durante la descarga de material caliente, además de la presión interna y las posibles vibraciones. La carga muerta o la carga por expansión en la tubería no se deben agregar al inevitable esfuerzo en la VD durante la descarga.

Descarga abierta de la válvula de desahogo

La posición de una válvula de desahogo depende de su servicio y de la función de descarga. Cuando una VD para líquido tiene descarga abierta, se puede colocar en el espacio para líquido de un recipiente. La salida se dirige hacia abajo y suele estar conectada por tubos sin bucles ni bolsas con un drenaje. Las VD para gases y vapores con descarga abierta se suelen colocar en un punto alto del espacio para vapores en un recipiente o tubería. La descarga se dirige hacia arriba y termina unos 10 ft encima de la rasante o una plataforma. Para evitar la acumulación de lluvia, nieve o condensado en el tubo de descarga, se puede proveer una sección inclinada hacia abajo o un "sombbrero". Un agujero para "lloro" en el punto más bajo de la tubería dejará salir el condensado de ella. No se puede permitir una carga estática de líquido en la tubería de descarga porque aumentará la presión en el exterior del disco de la válvula.

Cuando existe la posibilidad de que se inflamen los gases descargados, se debe instalar una conexión para vapor de agua para evitar la inflamación en el punto más bajo de la descarga de la VD. La válvula para paso del vapor debe ser accesible desde una distancia segura y el tubo de descarga de la VD no debe tener bolsas o cavidades.

Tabla III Factores para determinar tamaño para vapor supercalentado

Presión graduada, psig	Temp. saturación, °F	Temperatura total, °F									
		320	400	600	600	700	600	900	1,000	0:	
10	240	1.0	0.96	0.91	0.87	0.83	0.80	0.77	0:	0:	
20	259	1.0	0.98	0.92	0.88	0.84	0.81	0.78	0:	0:	
40	287	1.0	0.99	0.93	0.89	0.85	0.81	0.78	0:	0:	
60	308	-	0.99	0.94	0.90	0.86	0.82	0.79	0:	0:	
80	324	-	0.99	0.95	0.90	0.86	0.82	0.79	0:	0:	
100	338	-	0.99	0.96	0.90	0.87	0.82	0.80	0:	0:	
120	350	-	0.99	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
140	361	-	0.99	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
160	370	-	1.0	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
180	379	-	1.0	0.97	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
200	388	-	1.0	0.98	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
220	396	-	1.0	0.98	0.92	0.87	0.83	0.80	0:	0:	
240	403	-	1.0	0.98	0.93	0.87	0.84	0.80	0:	0:	
260	409	-	-	0.99	0.93	0.88	0.84	0.80	0:	0:	
280	416	-	-	0.99	0.94	0.88	0.84	0.80	0:	0:	
300	422	-	-	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0:	0:	
350	433	-	-	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0:	0:	
400	448	-	-	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0:	0:	
500	470	-	-	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0:	0:	
600	489	-	-	1.0	0.97	0.90	0.85	0.81	0:	0:	
800	520	-	-	1.0	0.97	0.90	0.85	0.81	0:	0:	
1,000	546	-	-	-	0.98	0.90	0.85	0.81	0:	0:	

Fuente: Referencia 1

Las válvulas de seguridad y los respiraderos en un edificio suelen descargar a la atmósfera por medio de una caja de respiración. El canal de recolección de condensado en la caja se suele enviar a un drenaje en la rasante.

Para líquidos subenfriados, el diámetro del tubo de salida puede ser igual que el de la salida de la VD. Cuando circula un líquido saturado, se suele necesitar un aumento de un tamaño de diámetro de tubo. Los vapores y los gases se expanden después de pasar por el asiento de la válvula. En este caso, las velocidades de fluido en el tubo de descarga deben ser muy inferiores a la velocidad sónica, si es que se puede lograr con un aumento en el tamaño del tubo. Las velocidades cercanas o mayores que las del sonido en el extremo del tubo de descarga requieren el empleo de un silenciador, pero el silenciador o un tubo largo para descarga puede aumentar la contrapresión. La caída total de presión en la tubería de descarga debe ser menor del 10% de la presión graduada.

Las tuberías de descarga abierta implican muchos riesgos. El líquido, vapores o gases descargados se pueden inflamar y producir lesiones, incendio o explosión. La condensación de los vapores puede ser corrosiva para las estructuras y equipo circundantes. Los gases tóxicos contaminan la atmósfera, un líquido puede tener evaporación instantánea en una superficie grande. Los malos olores y el ruido pueden crear problemas.

Sistemas con descarga cerrada

Para evitar peligros o cuando se esperan grandes cantidades de descarga o si se trata de recuperar el líquido

o el gas, por lo general se utiliza un sistema con descarga cerrada.

Un sistema cerrado consiste en los tubos individuales desde la brida de descarga de la válvula de desahogo de seguridad hasta el cabezal recolector, en cuya parte superior se conectan los tubos. Toda la tubería, desde la salida de la válvula de desahogo hasta su punto de terminación en el cabezal debe ser de drenaje automático. Cuando es inevitable una bolsa en un punto bajo de la tubería de descarga, se puede proveer un colector de líquido con cristales de nivel, controles y bomba.

La cantidad o combinación de sistemas pueden tener la influencia de: preferencia del usuario, economía, sistemas generales de desahogo en una planta de procesos químicos y la capacidad de reserva en los cabezales existentes para desahogo. Las razones para la posible separación entre los sistemas de desahogo, además de la muy clara de tener sistemas separados para líquidos y vapores son:

- Temperaturas de los fluidos. Puede haber diferencias en los materiales de construcción, especificaciones, soportes y eliminación para el manejo de fluidos calientes o fríos.

- Material de la tubería. En algunos sistemas, debido a las temperaturas y a la corrosión, se necesitan tuberías de aleación. Puede ser más económico tener sistemas separados, en los cuales se puedan utilizar tubos de acero al carbono.

- Viscosidades. La descarga de las válvulas de desahogo para materiales de viscosidad normal o alta se pueden separar. Esas válvulas y las tuberías para materiales muy viscosos necesitan más mantenimiento que para material con viscosidad normal: quizá tubos adicionales para vapor, aberturas para limpieza en la tubería, conexiones para limpieza a vapor, válvulas de desahogo y de cierre para repuesto.

- Sistemas para gases condensables. Necesitan descargas para el líquido y tuberías en pendiente, que no se requieren para gases no condensables. Sin embargo, se puede diseñar un sistema común con los requisitos del sistema para condensables.

- Alta presión. Cuando se espera descarga frecuente a alta presión, es ventajoso separarla de otras descargas a baja presión en un sistema cerrado.

Cuando el volumen de flujo en las tuberías es variable e intermitente, se debe utilizar un cabezal cerrado de tamaño adecuado para las válvulas de desahogo. Se debe preparar un diagrama del flujo en los sistemas de descarga con todos los tubos de la VD indicados en su posición real. Un cabezal recolector de líquidos puede servir como tubería por gravedad. Para tuberías de gas, el requisito es que una válvula de desahogo no debe producir contrapresión excesiva en el cabezal.

Si se suponen descargas simultáneas desde válvulas de seguridad grandes o desde válvulas agrupadas o muy cercanas entre sí y se seleccionan pérdidas unitarias de fracción de psi, se puede hacer la selección inicial del tamaño de la tubería. Jenett⁵ ha descrito los procedimientos para calcular el tamaño y las contrapresiones en las tuberías de respiración.

Todas las válvulas de desahogo para servicio con vapores y líquidos deben estar colocadas más arriba del cabezal recolector y tener tubos para drenaje automático y se tendrá fácil acceso a ellas desde una plataforma.

Un cabezal para descarga cerrada puede terminar en un tambor de purga para baja o alta presión, un tambor o foso de enfriamiento, en un quemador sin humo, drenaje del proceso o tuberías o equipo de baja presión del proceso.

Referencias

1. Safety and Relief Valves, Farris Engineering Corp., No. FE336, Palisades Park, N.J.
2. Weber, C. G., Safety Relief Valve Sizing, Farris Engineering Corp., Palisades Park, N.J.
3. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries, Part I: Design, Part II: Installation, API RP-520, American Petroleum Institute, Wash., D.C., 1960.
4. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I: Fired Pressure Vessels, Piping, Valves and Fittings, pp. 31-40; Safety Valves and Safety Relief Valves, pp. 40-44, Section VIII. Unfired Pressure Vessels, Pressure Relief Devices, pp. 49-55. American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1965.
5. Jenett, E., Design Considerations for Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, July 8, 1963; Components of Pressure-Relieving Systems, *Chem. Eng.*, Aug. 19, 1963; How To Calculate Back Pressure in Vent Lines, *Chem. Eng.*, Sept. 2, 1963.
6. Driskell, L. R., Piping of Pressure-Relieving Devices, *Petrol. Refiner*, July 1960.
7. Safety With Rupture Discs, Continental Disc Corp., Riverside, Mo.
8. Anderson, F. E., Pressure relieving devices, *Chem. Eng.*, May '24, 1976.
9. Kern, R., *Chem. Eng.*, Jan. 6, 1975, p. 116, Eq. (6)
10. Kern, R., *Chem. Eng.*, Dec. 23, 1974, p. 62.

Control de la reducción de presiones altas

El diseño de válvulas y tuberías para reducción o abatimiento de presión es un viejo problema que se ha vuelto más serio conforme empiezan a funcionar más y más plantas de conversión de carbón a alta presión. El autor describe las técnicas aceptadas para contrarrestar los efectos destructores y consecuencias de la reducción de presión.

Les Driskell, Chemical Plants Div., Dravo, Corp

La reducción de la presión de un fluido en condiciones controladas puede resultar muy dificultosa. Con los gases, puede haber problemas por el ruido y las temperaturas muy bajas. Cuando se manejan vapores (a veces hasta los gases) se pueden precipitar gotitas dentro de la válvula que pueden llegar a dañar las superficies contra las cuales chocan. La reducción de la presión de un líquido puede ir acompañada por vaporización instantánea, cavitación, ruido y posibles daños a las válvulas y la tubería; y si el líquido es corrosivo o abrasivo, el problema puede ser tan severo que requerirá cambios en las gráficas de flujo del proceso.

Gas limpio y seco

Un gas limpio y seco es el fluido más fácil de manejar. El problema del ruido a alta velocidad, que es la principal dificultad en ese servicio, se puede controlar con el empleo de válvulas de control especiales y dispositivos auxiliares disponibles con los fabricantes de válvulas. Desde hace años se ha trabajado activamente en el aspecto de la reducción del ruido aerodinámico. El *tratamiento en la fuente* con el empleo de válvulas silenciosas especiales, evita o atenúa la potencia acústica en la fuente y el *tratamiento en la trayectoria* atenúa el ruido a lo largo de su trayectoria de transmisión desde la fuente hasta el oído. Se puede utilizar uno o ambos métodos, según sean sus costos.¹

Autorrefrigeración

La expansión del gas durante la reducción de la presión puede ocasionar temperaturas muy bajas por auto-

refrigeración.² Por ejemplo, si se expande dióxido de carbono que esté a 20 °F y 300 psig a la presión atmosférica por medio de una válvula, la temperatura del gas corriente abajo será de -60 °F (Fig. 1). Debido a que la mayor parte de los aceros se vuelven quebradizos a esas temperaturas, es necesario especificar con cuidado el ma-

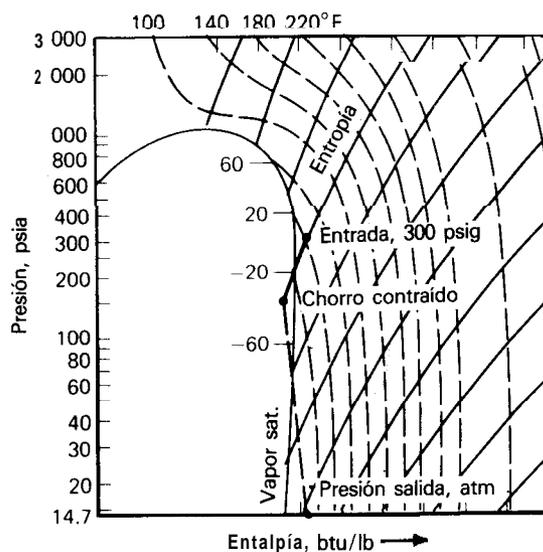


Fig. 1 Las curvas de presión y entalpía indican que cuando se reduce el CO₂ de 300 psig y 20 °F a la presión atmosférica, la temperatura baja a -60 °F. La duración del subenfriamiento es insuficiente para ocasionar formación de gotitas

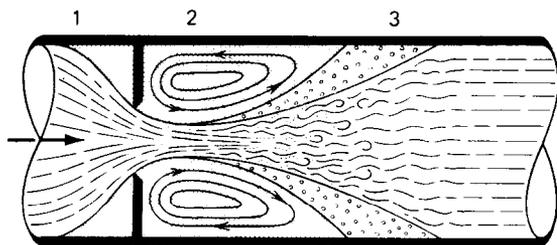


Fig. 2 El líquido a alta velocidad que pasa por la restricción induce una sección de baja presión en el chorro contraído. Hay presiones todavía más bajas en los vórtices creados en la capa límite del chorro

terial para el cuerpo de la válvula y los tubos de corriente abajo para tener en cuenta esas temperaturas.

Cuando un gas circula por una válvula de estrangulación, todo el proceso termodinámico es isoentálpico, pero desde la entrada hasta el chorro contraído (vena contracta), que es el punto de mínima sección transversal de la corriente, el proceso es casi por completo isentrópico.² Por esta razón, la temperatura en el chorro contraído puede ser bastante menor que en la salida de las válvulas, según sean las propiedades termodinámicas del fluido. El etileno e incluso el vapor supercalentado pueden tener una condensación brusca dentro de la válvula y crear gotitas de líquido de alta velocidad. Los materiales de construcción de la válvula se deben seleccionar para soportar la acción erosiva por la fricción de esa corriente y se deben tomar medidas para abatir el ruido adicional que puede ocurrir.

Formación de sólidos

La autorrefrigeración puede hacer que se formen sólidos en forma de hielo o hidratos durante la reducción de

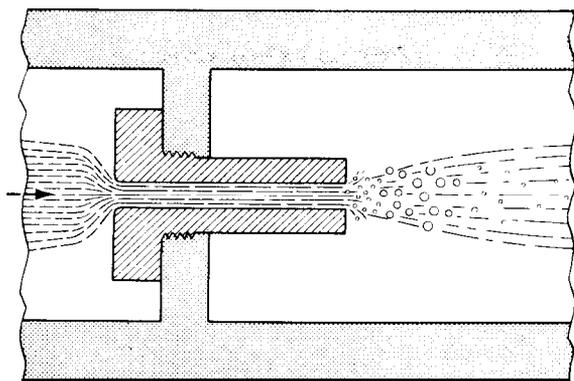


Fig. 3 El estrangulador se hace con material duro y debido a su forma minimiza los choques perjudiciales. La cavitación o la vaporización se extinguen en un charco de fluido corriente abajo

la presión, si hay agua presente. Si casi toda la caída de presión ocurre a través de un solo orificio, entonces no hay tiempo suficiente de retención para que crezcan los cristales; pero si hay una pérdida considerable de presión en la tubería de corriente arriba o si la trayectoria de flujo en la válvula tiene más de una restricción en serie, se puede formar y acumular el hielo en la válvula. En servicios de purga, en el que se descarga todo el volumen de corriente arriba, se puede esperar la formación de hielo. Los hidratos, que son una combinación química de agua y gas, se pueden formar a una temperatura mucho más alta que el punto de congelación del agua. Por ello, la tendencia a la formación de hidratos en esos servicios es mucho mayor que la de formación de hielo.

Las mezclas secas, o sean, corrientes de gas que arrastran partículas de sólidos, son otra complicación en el problema de la reducción de presión por su efecto de "chorro de arena" en los componentes de la válvula. Esta forma de abrasión se puede reducir con guarniciones o revestimientos de cara dura mucho más duros que las partículas. Ya hay diseños especiales de válvulas que son "aerodinámicos" para reducir o impedir el choque directo contra el asiento y otros componentes importantes de las guarniciones.

Líquido de vaporización instantánea

La reducción de presión de un líquido también se complica por un cambio en su estado físico. Si la presión de vapor del líquido corriente arriba es mayor que la presión del sistema corriente abajo, se vaporizará una parte del líquido; esto puede producir un flujo en fase mixta, a alta velocidad en la tubería de corriente abajo, que ocasiona ruido y erosión. Si el líquido está limpio, o sea, casi sin partículas de sólidos, la reducción en la velocidad en la tubería puede aminorar el problema. Para bajar la velocidad en el cuerpo de la válvula se puede emplear un cuerpo de tamaño más grande, es decir, guarniciones más pequeñas. Una buena elección es la válvula de cuerpo en ángulo, en la cual el flujo tiende a cerrar el macho. Este tipo ofrece una trayectoria sin obstrucciones corriente abajo y se minimiza la erosión causada por el choque.

La tubería de corriente abajo es otra cuestión. El aumento del diámetro de los tubos para reducir la velocidad de flujo, quizá no sea suficiente para contrarrestar la erosión; de todos modos puede ocurrir el paso de "trozos" de líquido que podrían ocasionar daños en el sistema de tubería por el impacto de ese líquido en las paredes del tubo siempre que hay un cambio en la dirección. Si es posible, la válvula de cuerpo en ángulo debe descargar en un recipiente que sirva de depósito de líquido; esta configuración disipa la energía y el impulso del líquido en el depósito en vez de la tubería.

Los hidrocarburos no producen una vaporización tan violenta como el agua, en parte porque su densidad y su tensión de superficie son menores que las del agua. En consecuencia, los "trozos" de líquido condensado en las tuberías para hidrocarburos que se vaporizan son más ligeros, más débiles y menos destructores que los que haya en las tuberías para agua.

Líquidos que producen cavitación

Un líquido que produce cavitación ocasiona más problemas que uno que se vaporiza. No hay material que pueda soportar los efectos de la cavitación a largo plazo, pero el aspecto más importante es que rara vez se reconocen las condiciones para que haya cavitación. Considérese la aplicación tan común de una bomba centrífuga vertical en el estanque de una torre de enfriamiento. Debido a la pronunciada curva de carga que hay con esta bomba, se suele controlar la presión con la derivación de una parte del flujo para que retorne al estanque. En este servicio habrá una fuerte cavitación en las siguientes condiciones, en el supuesto de que la temperatura del agua sea de 80 °F y que las válvulas estén completamente abiertas.

Tipo de válvula	Presión corriente arriba mayor de
Globo, con macho en V	57 psig
Globo, con macho configurado	26 psig
Rola estándar	5 psig

El problema de la cavitación es desconcertante. No se puede predecir con certeza las condiciones en las cuales un líquido específico en una válvula específica empezará a producir cavitación. Y lo que es más importante, es que no podemos predecir las condiciones en que se puede esperar comiencen los daños mecánicos, porque algunas válvulas no resientan daños con cavitación ligera. Si las burbujas de vapores en una corriente con cavitación se contraen antes de llegar a una superficie maciza, no producirán daños en la válvula o la tubería.,

Reducción de presión de pastas aguadas

Si el líquido a presión es una pasta aguada, el diseñador tiene menos opciones que con líquido limpio. Si el líquido es corrosivo y las partículas sólidas son abrasivas, hay grandes limitaciones en el diseño.

Para entender mejor el fenómeno de la reducción de presión de pastas aguadas se describirá lo que ocurre cuando un líquido pasa por un orificio de estrangulación a velocidad creciente (Fig. 2). Cuando el líquido avanza del punto 1 al punto 2, convergen las líneas de circulación y se acelera el líquido. El aumento en la velocidad hasta llegar al punto 2 ocasiona una reducción en la presión de acuerdo con la ecuación de Bernoulli. En el borde del orificio y más allá del mismo, se forma una zona de separación por la discontinuidad del chorro y la capa límite. Las gradientes de alta velocidad en esta zona crean vórtices pequeños pero intensos que producen presiones todavía más bajas en sus centros.

Conforme aumenta la velocidad de la corriente, la presión en los vórtices cae a menos de la presión de vapor del líquido y se empiezan a formar cavidades de vapores en los sitios de nucleación. Se cree que estos sitios consisten en núcleos submicroscópicos de gases libres sin disolver que se encuentran en los espacios entre las partículas extrañas suspendidas en el líquido.

Las burbujas de vapor se mueven corriente abajo hacia el punto 3. Al mismo tiempo, la desaceleración del chorro que se va ensanchando y la caída de presión en los vórtices aumentan la presión local hasta el grado en el cual las burbujas se vuelven inestables y se contraen, con lo cual concluye el ciclo de cavitación.

La forma inusual en que se contraen las burbujas resulta muy dañina para los materiales de válvulas y tubos. Cuando se contrae una burbuja, se aplana su forma esférica y tiene una implosión repentina que forma un toroide y expulsa un chorro de alta velocidad que concentra la energía del líquido en una zona muy pequeña. Se ha determinado que, con ello, se pueden producir presiones mayores a 1 millón de psi. Si la implosión ocurre contra una barrera maciza, la contracción de las burbujas picará y puede destruir la superficie.

Si se mantiene constante la presión corriente arriba, la reducción en la presión corriente abajo ocasionará que las burbujas se hagan más grandes y ocurra recuperación de presión con la contracción simultánea de las burbujas más lejos corriente abajo. La presencia de burbujas grandes de vapor en la corriente aumenta la velocidad en esta zona de corriente abajo y produce abrasión, corrosión o ambas si el líquido contiene partículas suspendidas o es corrosivo. Cuando la presión corriente abajo es menor que la presión de vapor del líquido de entrada, no se condensan las burbujas y aparecen las condiciones denominadas vaporización instantánea; cuando ocurre, los daños a la tubería se deben a las altas velocidades que se pueden alcanzar si no se aumenta mucho la sección transversal del tubo para manejar el volumen de la mezcla de líquido y vapores.

La cavitación, además de dañar las superficies metálicas produce ruido y vibración considerables; la vibración puede ser tan severa que pondrá en peligro el sistema de tubería.

La cavitación se puede evitar con la reducción o la eliminación de la recuperación de presión corriente abajo del orificio de la válvula. Para este fin, hay válvulas que tienen trayectorias múltiples, paralelas para flujo y con muchos cambios de dirección. Su empleo con pastas aguadas es limitado, porque los conductos estrechos son susceptibles de obstruirse con los sólidos y porque las vueltas pronunciadas en el canal aumentan la abrasión.

Otras formas de reducir la recuperación de presión incluyen el empleo de dos válvulas estándar en serie o una válvula de etapas múltiples que tengan una serie de orificios de estrangulación.

Si se pueden tolerar el ruido y la vibración, se puede permitir que ocurra una cavitación controlada para que las burbujas no se contraigan contra una superficie que se pueda dañar. El aparato más sencillo en que se utiliza esta técnica es un estrangulador para campos petroleros (Fig. 3). El estrangulador es un orificio de tamaño fijo, de material duro con entrada redonda y un conducto recto y largo. La vaporización no tiene lugar hasta que la corriente acabe de pasar por la salida y empiece su expansión. Un charco de líquido corriente abajo del estrangulador absorbe la energía del chorro, reduce la velocidad y permite que las burbujas se contraigan sin producir daños.

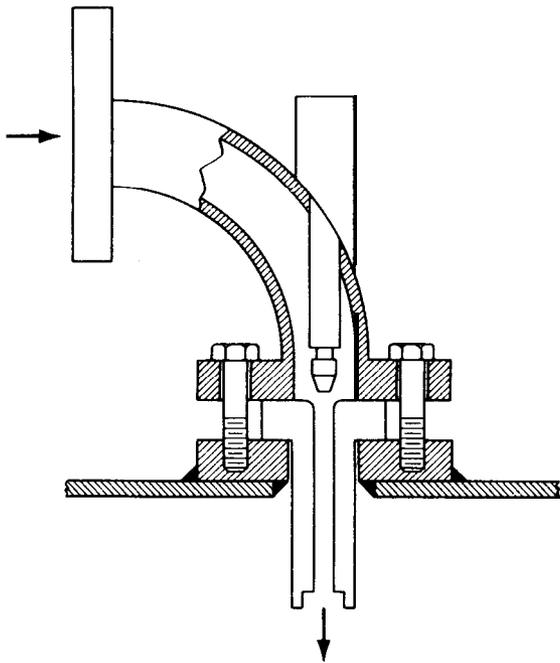


Fig. 5 La válvula de reducción para pasta aguada: entrada de curvatura larga que evita vueltas fuertes; el orificio largo demora la vaporización hasta que la pasta sale de la válvula; el orificio de salida con rebajo forma una cámara amortiguadora en la punta (ITT Hammel Dahl)

local de alta velocidad y las superficies del macho y el orificio quedan sujetas a los estragos de la cavitación y la erosión. Cuanto más se acerca el macho al asiento, más serio se vuelve el problema. Si el asiento tiene fugas con la válvula cerrada por completo, sufrirá daños severos; por ello es importante diseñar los sistemas del proceso para evitar el funcionamiento con volúmenes de circulación menores que los límites prácticos de una válvula determinada de control. Si el asiento no permite un cierre hermético, se debe instalar una válvula auxiliar de corte en serie con la válvula de estrangulación; la auxiliar debe ser de cierre automático cuando la apertura de la válvula de control llega a su límite inferior.

Cambios en el proceso para facilitar la reducción

Si se hace un buen diseño del sistema de proceso, puede ser posible simplificar el problema de la reducción si se elimina la necesidad de cierre parcial en la válvula de estrangulación. En la figura 6 se ilustra un proceso simplificado en el cual una bomba de alimentación impulsada por turbina es el componente que se modula. La turbina se regula según la demanda del sistema. La reducción de la alta presión se efectúa con dos estranguladores fijos accionados por válvulas de cierre. Si estos dos estranguladores tienen diferentes capacidades, se cuenta con tres volúmenes de flujo en la operación. En forma similar, para n estranguladores está disponible un total

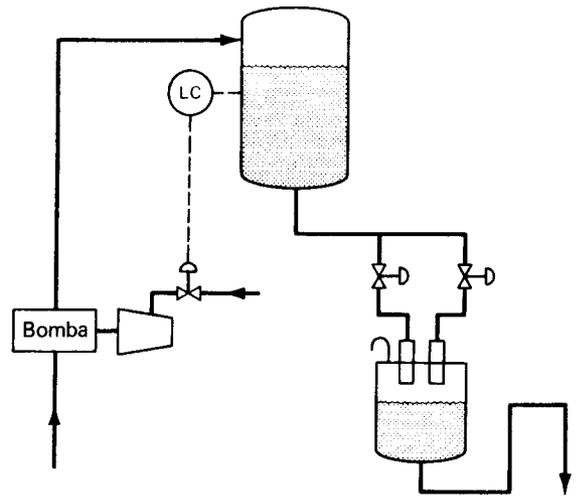


Fig. 6 Un nuevo diseño en que se ha alterado el proceso para no estrangular una pasta abrasiva. Se utilizan estranguladores fijos para establecer el volumen y hay modulación de la corriente de alimentación

de $2^n - 1$ volúmenes. En este servicio el desgaste es inevitable y se emplea un estrangulador fijo porque tiene la máxima duración; aun así los costos de reposición en este sistema son mucho menores que para una válvula especial de reducción de presión.

Técnicas para los cálculos

Al ingeniero de diseño le interesan las técnicas para predecir los volúmenes de flujo en las válvulas u orificios para reducción de presión y para calcular el tamaño del orificio. En el caso de gases que circulan con fuertes caídas de presión, ya hay una técnica establecida y los coeficientes C_v y x_T (cuadro 1), determinados por experimentos se pueden obtener con los fabricantes de válvulas.

La reducción de presión de los líquidos es un problema diferente. La alta velocidad usual hace que ocurra vaporización en una forma que todavía no se ha entendido a fondo y es difícil predecir su efecto en el flujo. Casi todos los datos de los experimentos están basados en el empleo de agua pura y no existen datos útiles para mezclas de fluidos. En la norma ISA⁵ aparece un método para líquidos puros, aunque tiene aplicaciones muy escasas, en especial si el líquido no es agua.

El volumen de flujo en cualquier restricción se mide con el tamaño y velocidad de la corriente en el chorro contraído. Cuando no hay cambio de estado, existe una relación fija entre la caída total de presión y la caída de presión en el chorro contraído. La velocidad en el chorro contraído se puede inferir con la caída total de presión debido a esta recuperación fija de presión. El factor C , para la determinación por experimentos del tamaño incluye factores para la superficie eficaz del orificio y la recuperación de presión.

Cuadro 1 Ejemplo: Reducción de presión de gas

Una instalación requiere una válvula de bola para reducir la presión de nitrógeno gaseoso en las siguientes condiciones de flujo w (volumen de flujo) = 64 500 lb/h; P_1 (presión corriente arriba) = 1 000 psia; P_2 (presión corriente abajo) = atmosférica; T_1 (temperatura corriente arriba) = 940 °F; k (relación de calores específicos) = 1.40 y γ (densidad) = 1.87 lb/ft³.

Solución

La ecuación de ISA⁴ para flujo de gas es:

$$w \approx 63.3 C_v Y \sqrt{x P_1 \gamma_1}$$

en donde x es la relación de caída de presión (caída de presión dividida entre P_1), Y es el factor de expansión y C_v es el coeficiente de válvula. Según sea el tipo de válvula, x tiene un valor eficaz máximo, por arriba del cual hay estrangulación. Este límite se aplica cuando $x \geq F_k x_T$, en donde $F_k = k/1.40$ es una propiedad termodinámica del gas y x_T es la relación de límite de caída de presión para aire en una válvula particular, determinada mediante pruebas físicas. Cuando hay estrangulación, Y llega a su límite interior de 0.667.

La válvula de bola en cuestión tiene un valor nominal (apertura total) para x_T de 0.15 según el catálogo del fabricante.

En estas circunstancias, $F_k = k/1.40 = 1.0$ y hay flujo estrangulado a $x \geq F_k x_T$ o (1.0)(0.15) = 0.15. En realidad, $x = (1\ 000 - 14.7)/1\ 000 = 0.985$ y hay estrangulación. Al sustituir en la ecuación ISA ahora se puede resolver C_v .

$$C_v = \frac{64\ 500}{(63.3)(0.667) \sqrt{(0.15)(1\ 000)(1.87)}} = 91$$

El catálogo menciona una válvula de 2 in con C_v de 120, que es adecuado.

Cuando ocurre vaporización en el chorro contraído ya no se aplica la relación de recuperación de presión y la caída de presión en el chorro contraído no se puede inferir con la caída total de presión, por lo que se debe encontrar otro medio para predecirla. El factor F_L de recuperación de presión se puede determinar con pruebas y aparece en las publicaciones de los fabricantes. Con este factor se convierte el factor C_v de determinación de tamaño para emplearlo con la caída de presión $P_1 - P_{vc}$, en lugar de $P_1 - P_2$, en donde P_{vc} es la presión en el chorro contraído. Aunque esta ecuación se considera confiable, hay ciertas dificultades para predecir P_{vc} .

En el cuadro 2 se describe un método muy utilizado para predecir el flujo de agua con estrangulación, con base en las normas ISA.⁵ Si el líquido no es acuoso, se enfrenta el problema de predecir la presión mínima efectiva en la vena contracta, sin poder aprovechar datos útiles de experimentos.

La corriente de proceso cuya presión se va a reducir es, a menudo, de fases múltiples, gas y sólido, líquido y sólido o líquido y gas. Es posible predecir el patrón de flujo de esa corriente si no cambia su composición con la estrangulación. El flujo de pastas aguadas se puede calcular en la misma forma que la de un líquido puro, con ajustes para la densidad real. Los parámetros para corrientes de gas que llevan líquidos o sólidos suspendidos se pueden determinar con los métodos descritos en las referencias 1 y 2, en donde el factor Y de expansión se aplica sólo a la fracción de gas. Debido a los cambios en la composición y en la densidad no hay una técnica precisa para predecir el flujo de un líquido con su propio vapor por una válvula de control.

La tecnología actual no permite hacer cálculos para predecir el comienzo y la severidad de la cavitación con cierta seguridad. Hay gran cantidad de datos disponibles del servicio con agua fría específicos de válvulas, pero ni con ellos se puede predecir cuándo empezarán los daños. Con la mayor parte de otros líquidos la cavitación empezaría con condiciones menos severas aunque, por otra parte, es posible que el punto de comienzo o umbral de los daños sea mucho más alto.

Cuadro 2 Ejemplo: Reducción de presión de líquidos

La ecuación aplicable a la reducción de presión de líquidos, en el supuesto de que la vaporización ocasionará estrangulación, es:

$$w \approx 63.3 F_L C_v \sqrt{\gamma (P_1 - P_{vc})}$$

en donde C_v y F_L son constantes determinadas por experimentos por el fabricante; w es el volumen de flujo en lb/h; P_1 es la presión corriente arriba en psia; γ es la densidad en lb/ft³.

Si el líquido es agua pura, se puede calcular P_{vc} con la presión de vapor (P_v) con la siguiente ecuación derivada de la norma ISA

$$P_{vc} \approx 0.96 P_v - 0.005 P_v^{1.5}$$

La presión efectiva en el chorro contraído siempre es menor que la presión de vapor. Esto implica que el líquido está supercalentado o es metaestable en esta condición.

Considérese una válvula en ángulo que según el catálogo del fabricante tiene C_v nominal de 23.7 y F_L de 0.87. Se calculará cuánta agua a 320 °F puede pasar por la válvula cuando se reduce la presión de 600 a 45 psia. La tabla para vapor indica que $P_v = 90$ psia; por tanto:

$$P_{vc} \approx 0.96(90) - 0.005(90)^{1.5} = 82$$

Al sustituir estos valores en la ecuación anterior:

$$w = 63.3(0.87)(23.7) \sqrt{56.66(600-82)} \\ = 224\ 000 \text{ lb/h}$$

Algunos fabricantes publican un número índice de cavitación para sus diversos tipos de válvulas. Este número se llama K_c y denota la relación $(P_1 - P_2 / P_1 - P_c)$ con la cual la válvula empezará a estrangular con agua fría. La relación K_c suele ser mucho mayor que la relación que ocasiona la cavitación "crítica" que se define como el punto en el cual la intensidad del ruido tiene un aumento pronunciado y a más del cual es posible que ocurran daños mecánicos. Los valores típicos de K_c son:

Mariposa de 60°	0.3
Bola	0.22
Globo (macho liso)	0.53-0.70
Globo (macho en V)	0.80

Aunque estas relaciones son una indicación razonable del comienzo de la estrangulación, no se debe utilizar para predecir los daños. Por ejemplo, la cavitación crítica en una válvula de mariposa de 60° empezará con una relación de 0.17.

La experiencia ha demostrado que existen algunos factores importantes para el control de daños causados por la cavitación.

Posición de la válvula: A veces es posible encontrar un punto en la corriente en donde la presión corriente abajo es más alta o en donde la temperatura y la presión de vapor son más bajas; con una combinación atinada de estas variables se puede suprimir la vaporización. Si no, quizá se pueda cambiar el sistema para hacer que la corriente se vaporice en vez de producir cavitación. (*Precaución:* Si hay posibilidad de vaporización, hay que evitar el empleo de válvulas de etapas o pasos múltiples con orificios en serie, porque entonces puede ocurrir la cavitación en un orificio entre dos etapas.)

Selección de la válvula: Hay que seleccionar una válvula con baja recuperación de presión, como una de globo con orificio en V o utilizar dos válvulas en serie para reducir la caída de presión en la última. Una válvula especial po-

dría servir para este trabajo, pero es la solución más costosa.

Inyección de aire: Se puede inyectar aire u otro gas adecuado en la corriente en el chorro reducido de la válvula. Funciona bien, en especial con válvulas de mariposa y de bola, porque se puede llegar al chorro contraído mediante agujeros taladrados en el sitio preciso. El gas actúa como amortiguador para evitar la contracción violenta de las burbujas de la cavitación. Si la presión del vapor es menor que la atmosférica no se requiere aire comprimido, pues habrá succión automática del aire ambiente.

Referencias

1. Hutcheson, J. W., ed "IS.4 Handbook of Control Valves," Second edition, Pittsburgh, Pa., 1976, pp 221-266.
2. Driskell, L Control Valve Sizing with ISA Formulas, *Instrumentation Technology*, July 1974, pp 33-48
3. Ivany, R. D., Hammit, F. G., and Mitchell, T. M., Cavitation Bubble Collapse Observations in a Venturi, *Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering*, Sept 1966, p p 649-657.
4. Control Valve Sizing Equations for Compressible Fluids, ISA Standard S39.3, 1973
5. Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluids, ISA Standard S39.1, 1972.

El autor



Les Driskell es ingeniero consultor especialista en sistemas y válvulas de control de procesos, con domicilio en 455 Greenburst Drive, Pittsburgh, PA 15243. Ha ocupado puestos de supervisión en Drave Corp., E.I. du Pont de Nemours y Joseph E. Searam, E. Sons. Es Fellow de Instruments Soc. of America e ingeniero profesional registrado en Pennsylvania. Efectuó estudios de posgrado de instrumentación industrial en University of Louisville y ha impartido clases de instrumentación en Purdue University Extension Program. Es

presidente del Comité de Normas para válvulas de control de ISA y ha escrito cuatro libros acerca de este tema.

Dimensionamiento de válvulas de desahogo

La sobrepresión en los recipientes de un proceso puede ocurrir por muchas causas. El análisis de las causas indica cómo encontrar el volumen requerido de desahogo de fluidos a fin de calcular la superficie correcta de orificio de la válvula de desahogo de seguridad,

Asu Mukerji, Catalytic, Inc.

Las válvulas de desahogo se utilizan mucho en la industria de procesos químicos (IPQ) para proteger a los recipientes de presión contra las sobrepresiones.

La sobrepresión la puede ocasionar un incendio, el llenado excesivo del recipiente, apertura accidental de válvulas, demasiada aplicación de calor, reacciones exotérmicas, enfriamiento inadecuado, falla mecánica de las válvulas, etc. Cualquiera que fuere la razón es esencial que la válvula de desahogo tenga el tamaño adecuado para evitar accidentes y proteger el recipiente.

Al mismo tiempo, si la válvula de desahogo es demasiado grande, aumentarán los costos porque se necesitan boquillas más grandes para los recipientes así como válvulas y tubos de mayor tamaño; por ello, es necesario el análisis individual de cada aplicación de válvulas de desahogo.

En este artículo se describirán los siguientes aspectos relacionados con las válvulas de desahogo.

1. Procedimientos para determinar los parámetros, para determinar el tamaño de la válvula de desahogo que se utilizarán en la ecuación para la descarga de vapores.

2. Un método para determinar la superficie de desahogo para líquidos volátiles que se vaporizan en la válvula de desahogo.

3. Un análisis de la determinación del tamaño de válvulas de desahogo para una columna de destilación usual que está bajo control del equilibrio o "balance" de materiales.

La expresión de uso normal para determinar la superficie de desahogo para descarga de vapores cuando no hay contrapresión, es

$$A = \frac{W}{CK'P} \sqrt{\frac{TZ}{M}} \quad (1)$$

en donde: A = superficie de descarga de la válvula, in^2 ; P = presión acumulada (sobrepresión) corriente arriba, psia; T = temperatura absoluta de los vapores de entrada, $^{\circ}\text{R}$; Z = factor de compresibilidad; M = peso molecular; C = coeficiente de expansión; K' = coeficiente de descarga de la boquilla y W = circulación por la válvula, lb/h.

Determinación de P

P es la presión graduada de la válvula de desahogo más la sobrepresión. Esta presión suele ser la presión máxima permisible de trabajo (PMPT) del recipiente protegido. Sin embargo, la presión graduada puede ser menor que PMPT.

La sobrepresión varía según los requisitos de los códigos, las condiciones de operación y la experiencia del operador en instalaciones similares. En general, las sobrepresiones acumuladas se expresan como porcentaje de la presión graduada, como sigue:

Condición	Sobrepresión*
Normal (sin fuego)	
Válvula sencilla	10%
Válvula múltiple	16%
Con incendio	20%
Calderas de vapor	3%
Líquidos de vaporización instantánea	10 a 25%

*Porcentaje de la presión graduada

Determinación de *T*

T es la temperatura para desahogo que corresponde a la sobrepresión para desahogo.

■ *Un solo componente*

En este caso, *T* representa el punto de ebullición del componente que corresponde a la sobrepresión para desahogo. Cuando se conoce *P*, se puede obtener *T* con la curva de presión de vapor y temperatura de ese componente.

■ *Componentes múltiples*

1. *Mezcla homogénea ideal*: Las mezclas ideales van de acuerdo con la ley de Dalton y la ley de Raoult. Según la ley de Dalton, la presión total es una mezcla gaseosa (vapores) es la suma de las presiones parciales de los componentes de la mezcla:

$$P = \sum_{i=1}^n P_i \tag{2}$$

La mezcla de vapores se forma con el líquido con el cual estará en equilibrio. Para establecer la temperatura, *T*, será necesario conocer la composición de equilibrio de la fase líquida. La ley de Raoult relaciona la presión parcial, *P_i*, de los componentes con la de la composición de equilibrio de la fase líquida:

$$P_i = x_i P_i^o$$

en donde *x_i* = concentración molar del componente *i* en la fase líquida y *P_i^o* = presión de vapor del componente *i* a la temperatura *T*. Por tanto:

$$P = \sum_{i=1}^n x_i P_i^o = x_1 P_1^o + x_2 P_2^o + \dots + x_n P_n^o \tag{3}$$

Para calcular la temperatura *T* de desahogo, supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor de cada componente de la mezcla. A la temperatura supuesta, se multiplica cada fracción molar de la fase líquida de cada componente por su presión de vapor y se suman. Si la suma es igual a la sobrepresión para desahogo, entonces la temperatura supuesta representa la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta que haya concordancia.

2. *Mezcla no ideal en fase líquida*: Para mezclas de hidrocarburos que no son ideales en la fase líquida y son ideales en la fase de vapor, no se aplica la ley de Raoult. En estos casos sólo se aplica la ley de Dalton con la siguiente relación:

$$\sum_{i=1}^n K_i x_i = 1.0 \tag{4}$$

en donde *K_i* es la relación de vaporización en equilibrio del componente *i* en la mezcla. *K_i* es función de la temperatura y la presión total del sistema y su valor se determina con experimentos de laboratorio.

Supóngase una temperatura para obtener *K* para cada componente. A la temperatura supuesta y la sobre presión para desahogo, se multiplica el valor *K* del componente por su fracción molar en la fase líquida (en equilibrio) y se suman. Si la suma es 1.0, la temperatura supuesta representa el punto de burbujeo de la mezcla

Requisitos del código y normas para diseño

De acuerdo con el Código ASME,⁸ todos los recipientes de presión, con presión de diseño mayor de 15 psig, se deben proteger contra la sobrepresión con un dispositivo para desahogo de presión.

Las Normas API 520 y 521⁵ incluyen lineamientos para establecer los regímenes de desahogo para diversas causas de contrapresión. También dan un procedimiento definido para calcular el régimen de desahogo para el caso de incendio, así como expresiones para calcular las superficies para desahogo de vapores y líquidos.

En este artículo se cumple con los requisitos del Código ASME y se amplían los lineamientos de API a fin de ilustrar los procedimientos para el cálculo de las superficies de desahogo.

y la temperatura de desahogo. Si no es igual a 1.0, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

3. *Mezcla inmiscible de hidrocarburo de un solo componente y agua*: La presión de desahogo se relaciona con:

$$P = P_{HC}^o + P_{wv}^o \tag{5}$$

en donde *P_{HC}^o* = presión de vapor del hidrocarburo y *P_{wv}^o* = presión de vapor del agua.

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor del hidrocarburo y el agua. A esa temperatura, se suman las dos presiones de vapor. Si la suma es igual a la sobrepresión *P₁* para desahogo, la temperatura supuesta representa la temperatura de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

4. *Mezcla inmiscible de hidrocarburo de componentes múltiples y agua*: Para tener fase líquida ideal se aplica lo siguiente:

$$P = P_{HM}^o + P_w^o$$

$$P = \sum_{i=1}^n P_i^o x_i + P_w^o \tag{6}$$

en donde *P_{HM}^o* = presión de la mezcla de hidrocarburos, *P_w^o* = presión del agua, *P_i^o* = igual presión del componente *i* en la mezcla de hidrocarburos y *x_i* = fracción molar del componente *i*.

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor de cada componente en la fase de hidrocarburos y la presión de vapor del agua. Se multiplica la presión de vapor de cada componente por su fracción molar. Se suman las presiones de vapor de todos los componentes a la del agua. Si la suma es acumulada a la sobrepresión para desahogo, la temperatura supuesta es la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

Cuando la fase líquida no es ideal, se aplica la siguiente relación:

$$P_H = P - P_w^o \tag{7}$$

en donde *P_H* es la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos.

Supóngase una temperatura y obténgase la presión de vapor del agua a esa temperatura. Se resta esa presión

de la sobrepresión de desahogo para obtener la presión parcial de la mezcla de hidrocarburos. Se obtienen los valores de K para cada componente a la temperatura y P_H supuestas. Se multiplica el valor de K de cada componente por su fracción molar en la fase líquida del hidrocarburo y se suman. Si la suma es igual a 1.0, la temperatura supuesta representa la de desahogo. Si no, se repite el procedimiento hasta obtener la concordancia.

Determinación de Z

Z es una función de la presión y temperatura reducidas en los componentes de una mezcla.

1. *Un solo componente:* Obténgase la presión crítica, P_c , y la temperatura crítica, T_c , del componente con los datos publicados para hidrocarburos. Entonces,

$$P_R = P/P_c \quad (8)$$

$$T_R = (T + 460)/(T_c + 460) \quad (9)$$

en donde P_R = presión reducida y T_R = temperatura reducida. En las ecuaciones (8) y (9) las presiones son absolutas, psia, y las temperaturas son absolutas, °R.

Obténgase Z con una tabla de factores de compresibilidad en que se relacione Z con T_R y con P_R .

2. *Mezcla de componentes múltiples (vapores).* Para una mezcla de componentes múltiples, se aplican las siguientes:

$$P_{c(\text{mezcla})} = \sum_{i=1}^n P_{c_i} y_i$$

$$P_{R(\text{mezcla})} = P/P_{c(\text{mezcla})} \quad (10)$$

$$T_{c(\text{mezcla})} = \sum_{i=1}^n T_{c_i} y_i$$

$$T_{R(\text{mezcla})} = \frac{T + 460}{T_{c(\text{mezcla})} + 460} \quad (11)$$

En la ecuación (10) P y $P_{c(\text{max})}$ se expresan en psia, y_i representa la fracción molar del componente i en la fase de vapor en equilibrio con su fracción molar x_i en la fase líquida.

Una vez calculadas $P_{R(\text{mezcla})}$ y $T_{R(\text{mezcla})}$ se puede obtener Z con las tablas de compresibilidad.

Determinación de M

El peso molecular para un solo componente se encuentra en las publicaciones existentes. Para una mezcla de componentes múltiples, se puede calcular M_{mezcla} . Si se conoce la composición de la mezcla de vapores en fracciones por peso, entonces:

$$M_{\text{mezcla}} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i}{\sum_{i=1}^n (W_i/M_i)} = \frac{\text{Peso total de la mezcla}}{\text{Moles totales de la mezcla}} \quad (12)$$

en donde W_i = peso del componente i en la mezcla y M_i = peso molecular del componente i .

Si se conoce la composición de la mezcla en términos de la fracción molar en la fase de vapor, entonces:

$$M_{(\text{mezcla})} = \sum_{i=1}^n y_i M_i \quad (13)$$

Determinación de C

C representa el coeficiente de expansión. Para la mayor parte de las instalaciones, la presión corriente abajo de la válvula de desahogo será 50% menor que la presión absoluta corriente arriba. Esto dará por resultado circulación crítica de vapores en la válvula y la expansión de ellos dentro de la misma. Se aplican las siguientes relaciones:

$$C = 520 \sqrt{n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \quad (14)$$

$$n = \frac{M c_p}{M c_p - 1.99} \quad (15)$$

en donde n = coeficiente politrópico y c_p = calor específico a presión constante del vapor o de la mezcla de vapores.

La ecuación (15) sólo es válida para vapores o mezclas de vapores ideales. En la mayor parte de las aplicaciones industriales, la presión de desahogo será considerablemente menor que la presión crítica y es válida la suposición de idealidad.

Para vapores con un solo componente, se puede calcular C con las ecuaciones (14) y (15) si se conocen el peso molecular del componente y su calor específico a presión constante a la temperatura de desahogo.

Para una mezcla de componentes múltiples, se necesita $(M c_p)_{\text{mezcla}}$ para calcular el valor de C .

$$(M c_p)_{\text{mezcla}} = \sum_{i=1}^n M_i c_{p_i} = W_i \quad (16)$$

en donde W_i = fracción por peso del componente i en la mezcla de vapores.

Determinación de K'

El valor del parámetro K' se puede obtener con el fabricante de las válvulas, y para un buen número de válvulas de boquilla es de 0.975.

Determinación de W

El régimen W de desahogo de vapores depende de la causa de la sobrepresión; si se debe a un incendio, W es función de la cantidad de calor producido por el incendio y de la temperatura para desahogo:

$$Q = 2.1000A^{0.82F} \quad (17)$$

$$W = Q/\lambda \quad (18)$$

en donde Q = régimen de aplicación de calor debido al incendio, btu/h; A = superficie mojada del recipiente, ft²; λ , calor latente de vaporización a la temperatura de desahogo, btu/lb; F = factor del aislamiento (para un recipiente sin aislamiento, $F = 1.0$). La superficie mojada hasta 25ft de altura sobre la rasante (nivel del piso).

Para un sistema de un solo componente, λ es el calor latente de vaporización en el punto de ebullición del líquido a la sobrepresión de desahogo. (Los calores latentes de las sustancias puras se pueden encontrar en las obras publicadas.)

Para una mezcla de componentes múltiples, λ_{mezcla} se puede determinar con

$$\lambda_{mezcla} = \sum_{i=1}^n \lambda_i y_i M_i / M \quad (19)$$

Para determinar el valor de λ , será necesario conocer la fracción molar, x_i , de la fase líquida en equilibrio en el punto de burbujeo que corresponda a la sobrepresión para desahogo.

La superficie mojada es función del diámetro exterior y la longitud del recipiente. En los que funcionan llenos con líquido como tratadores, columnas de absorción y extracción y filtros grandes en la tubería, el tamaño de la superficie mojada del recipiente será la superficie total.

Las columnas de fraccionamiento suelen funcionar con un nivel normal de líquido en el fondo de la columna y un nivel determinado de líquido en cada charola. Es razonable suponer que la superficie mojada se puede basar en el líquido total en el fondo y en las charolas. Los tambores de compensación suelen funcionar cuando están llenos hasta la mitad. Por tanto, se calculará que la superficie mojada es el 50% de la superficie total del recipiente. Para calcular tanques de almacenamiento, la superficie mojada se calcula con el contenido promedio. En todos estos casos sólo se tendrá en cuenta la superficie mojada hasta a 25ft de altura sobre la rasante (nivel del piso).

Ahora se examinarán los métodos para calcular W en condiciones, que no sean incendios, que pueden ocasionar sobrepresión en los recipientes de proceso.

Exceso de presión en recipientes por una bomba

En las plantas petroquímicas y refinerías se manejan líquidos peligrosos a presión. Son muy volátiles y están en forma de vapor a presiones y temperaturas ambiente. Se incluyen líquidos como cloruro de vinilo, butenos, butadieno y butano y se bombean desde los tanques de almacenamiento hasta los recipientes del proceso. Si las salidas del recipiente están obstruidas y se bombea líquido, puede haber sobrepresión en el recipiente.

Ya que el lado de descarga de la válvula de desahogo está a presión atmosférica, el líquido tendrá vaporización instantánea en ella y se tendrá circulación en dos fases. Cuanto más caliente esté el líquido, mayor será la cantidad que se vaporizará cuando circule por la válvula.

Se puede utilizar el siguiente procedimiento de "tanque" para determinar la rapidez y superficie de desahogo:

Paso 1: Obtener la sobrepresión P que se va a desahogar con

$$P = 1.1P_D + 14.7$$

en donde P_D = presión de diseño del recipiente.

Paso 2: Establecer la longitud equivalente de tubo y la carga estática con la configuración de la tubería entre la bomba y el recipiente.

Paso 3: Suponer un flujo. Calcular la caída de presión para 100 ft de tubo con la fórmula de Darcy y los nomogramas para el número de Reynolds, factor de fricción, etc., en la referencia 4 y en Merritt, *Manual del Ingeniero Civil* (Libros McGraw-Hill de México).

Paso 4: Calcular la caída total de presión para el equivalente establecido en el paso 2.

Paso 5: Obtener la presión de descarga de la bomba sumando la caída total de presión y la carga estática a la sobrepresión P para desahogo.

Paso 6: Calcular la caída total de presión con el flujo supuesto y la carga estática neta en la succión de la bomba, con la configuración de la tubería entre la succión de la bomba y el tanque de almacenamiento.

Paso 7: Para calcular la presión en la succión de la bomba, se resta la caída de presión calculada en el paso 6, de la presión de vapor y la carga estática.

Paso 8: Restar la presión de succión de la bomba calculada en el paso 7, de la presión de descarga de la misma, calculada en el paso 5. Convertir la diferencia a pies de columna de líquido en circulación.

Paso 9: Obtener la carga dinámica total (CDT o TDH, por sus siglas en inglés) en pies de líquido con el flujo supuesto con la curva de la bomba.

Paso 10: Si la CDT calculada (Paso 8) concuerda con la CDT de la bomba, el flujo supuesto, está correcta. Si no, regresar al paso 3 y repetir el procedimiento hasta obtener concordancia.

Paso 11: Convertir el flujo en gpm a lb/h con el empleo de la densidad relativa del líquido a la temperatura de flujo.

Paso 12: Utilizar la siguiente relación para determinar la vaporización instantánea en la válvula:

$$W_1 = W_2 + W_3 \quad (20)$$

en donde W_1 = volumen de flujo en la entrada a la válvula de desahogo, lb/h; W_2 = volumen de flujo de vapor (volumen de vaporización) en la salida de la válvula de desahogo, lb/h; W_3 = volumen de flujo de líquido en la salida de la válvula de desahogo, lb/h. La ecuación (20) representa el equilibrio material alrededor de la válvula.

$$W_1 c_{p1} (T_I - T_R) = W_2 c_{p2} (T_O - T_R) + W_3 c_{p3} (T_O - T_R) \quad (21)$$

en donde: T_I = temperatura de entrada a la válvula de desahogo, °F; T_R = temperatura de referencia, °F; T_O = temperatura en la salida de la válvula de desahogo (punto de ebullición o burbujeo del líquido a la presión corriente abajo de la válvula de desahogo, °F; c_{p1} = calor específico del líquido con $(T_I + T_R)/2$, btu/(lb)(°F);

c_{p2} = calor específico del vapor con $(T_o + T_R)/2$, btu/(lb)(°F); y c_{p3} = calor específico del líquido en $(T_o + T_R)/2$, btu/(lb)(°F). La ecuación 21 es el equilibrio de entalpía.

Paso 13: Resolver en forma simultánea las ecuaciones (20) y (21) para obtener W_2 y W_3 .

$$A_T = A_V + A_L \tag{22}$$

en donde A_V = superficie para desahogo de vapores, in² y A_L = superficie para desahogo de líquido, in².

Paso 14: Calcular la superficie total para desahogo, A., in², con

$$A_V = \frac{W_2}{CK'P} \sqrt{\frac{TZ}{M}}$$

$$A_L = \frac{W_3' \sqrt{G}}{27.2 K_p K_w K_v \sqrt{P' - P_B}}$$

en donde los términos en la expresión para A_V son los mismos que para la ecuación (1). En la expresión para A_L , G = densidad relativa del líquido; K_p = factor de corrección de capacidad para sobrepresión ($K_p = 0.6$ para 10% de sobrepresión y $K_p = 1.0$ para 25%); K_w = factor de corrección de capacidad por contrapresión ($K_w = 1.0$ para contrapresión hasta del 15% de la presión graduada); K_v = factor de corrección de capacidad por viscosidad ($K_v = 1.0$ en la mayor parte de las aplicaciones); P' = presión graduada de la válvula de desahogo, psig; P_B = contrapresión, psig y W_3' = volumen de desahogo de líquido, gpm.

Se utiliza la temperatura media aritmética $(T_i + T_o)/2$ para evaluar todos los parámetros en las expresiones para A_V y A_L .

Válvulas de desahogo en columnas de destilación

Las columnas de destilación se utilizan mucho en las plantas de IPQ para separar los componentes de mezclas binarias o de componentes múltiples. Se describirá un análisis de la válvula de desahogo para la columna ilustrada en la figura 1.

Caso 1: Válvula de alimentación totalmente abierta

Debido a una falla mecánica, la válvula de alimentación (FCV) funciona con apertura total. El primer paso será establecer si la presión de la bomba de alimentación será adecuada para producir sobrepresión en la columna. Si lo es, se utiliza el procedimiento de tanteos antes descrito para determinar el volumen de alimentación de la columna. Se debe incluir la caída de presión en la válvula cuando está abierta del todo (es la caída de presión con el C_v nominal de la válvula).

Además, se deben determinar por tanteo los volúmenes de flujo del producto en las válvulas LCV-1 y TCV cuando están abiertas por completo.

Si el flujo total en las válvulas para producto es mayor que la alimentación a la columna, entonces las válvulas de suministro de vapor y para los productos de la parte inferior funcionarán con controladores de nivel y de temperatura. La temperatura se mantendrá más o menos

igual que la normal de operación. Por tanto, no habrá sobrepresión en la columna.

Sin embargo, si la bomba de alimentación es de tamaño muy grande, con lo cual el flujo para la columna será mayor que las corrientes en la parte superior y del producto de fondo, aumentará el nivel en el fondo de la columna. La válvula de suministro de vapor abrirá por completo y se mantendrá a su máximo la aplicación de calor. Puede haber sobrepresión en la columna. Para establecer el régimen de desahogo de vapores se aplica el procedimiento descrito en el caso II.

Caso II: Válvula para vapor totalmente abierta

También en este caso, la falla mecánica de la válvula puede hacer que se quede abierta por completo. Para este análisis, hay que hacer las siguientes suposiciones:

1. La temperatura de condensación del vapor en el rehervidor corresponde a la presión de suministro de vapor corriente arriba de la válvula de control LCV-2.
2. Se extrae el condensado de vapor tan pronto se forma. La zona para transferencia de calor en el rehervidor permanece constante.
3. La caída de presión en la columna no cambia.
4. El reflujo para la charola superior está en su punto de burbujeo.
5. La caída de presión entre la parte superior de la columna y el acumulador es insignificante.
6. El aumento de temperatura en el lado de proceso del rehervidor (salida y entrada del rehervidor) es la misma que para el funcionamiento normal de la columna.
7. La alimentación para la columna está en el punto de burbujeo (funcionamiento normal de la columna).
8. Los actuadores de las válvulas para producto y alimentación pueden manejar una presión basada en una columna en la parte superior de la columna que sea igual a la de diseño de la columna.

Para el rehervidor, los regímenes de aplicación de calor después y antes de la falla de la válvula son:

$$Q'_R = \frac{UA[(T'_s - T'_{BI}) - (T'_s - T'_{BO})]}{2.303 \log \left[\frac{(T'_s - T'_{BI})}{(T'_s - T'_{BO})} \right]} \tag{23}$$

$$(T'_{BO} - T'_{BI}) = (T_{BO} - T_{BI}) \tag{24}$$

$$Q_R = \frac{UA[(T_s - T_{BI}) - (T_s - T_{BO})]}{2.303 \log \left[\frac{(T_s - T_{BI})}{(T_s - T_{BO})} \right]} \tag{25}$$

Q'_R y Q_R son los regímenes de aplicación de calor al rehervidor después y antes de la falla de la válvula, en btu/h.

T'_s y T_s son las temperaturas de condensación de vapor en el rehervidor después y antes de la falla de la válvula, en °F.

T'_{BI} es la temperatura de entrada al rehervidor después de la falla de la válvula, °F. Es el punto de burbujeo en la parte inferior de la columna a una presión igual

a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) + 14.7 + la caída normal de presión en la columna entre su parte superior y su entrada en la parte inferior, psia. T'_{BI} se calculará con el uso de la composición del producto o residuo en el fondo de la columna. T'_{BO} es la temperatura de salida del rehervidor después de la falla de la válvula, °F.

T_{BI} y T_{BO} son las temperaturas de entrada y salida en el lado del proceso del rehervidor, °F.
 U es el coeficiente total de transferencia de calor del rehervidor, btu/(h)(ft²)(°F).
 A es la superficie de transferencia de calor del rehervidor, ft².
 T_{BI} , T_{BO} , U y A se pueden obtener en las hojas de datos de los intercambiadores de calor.

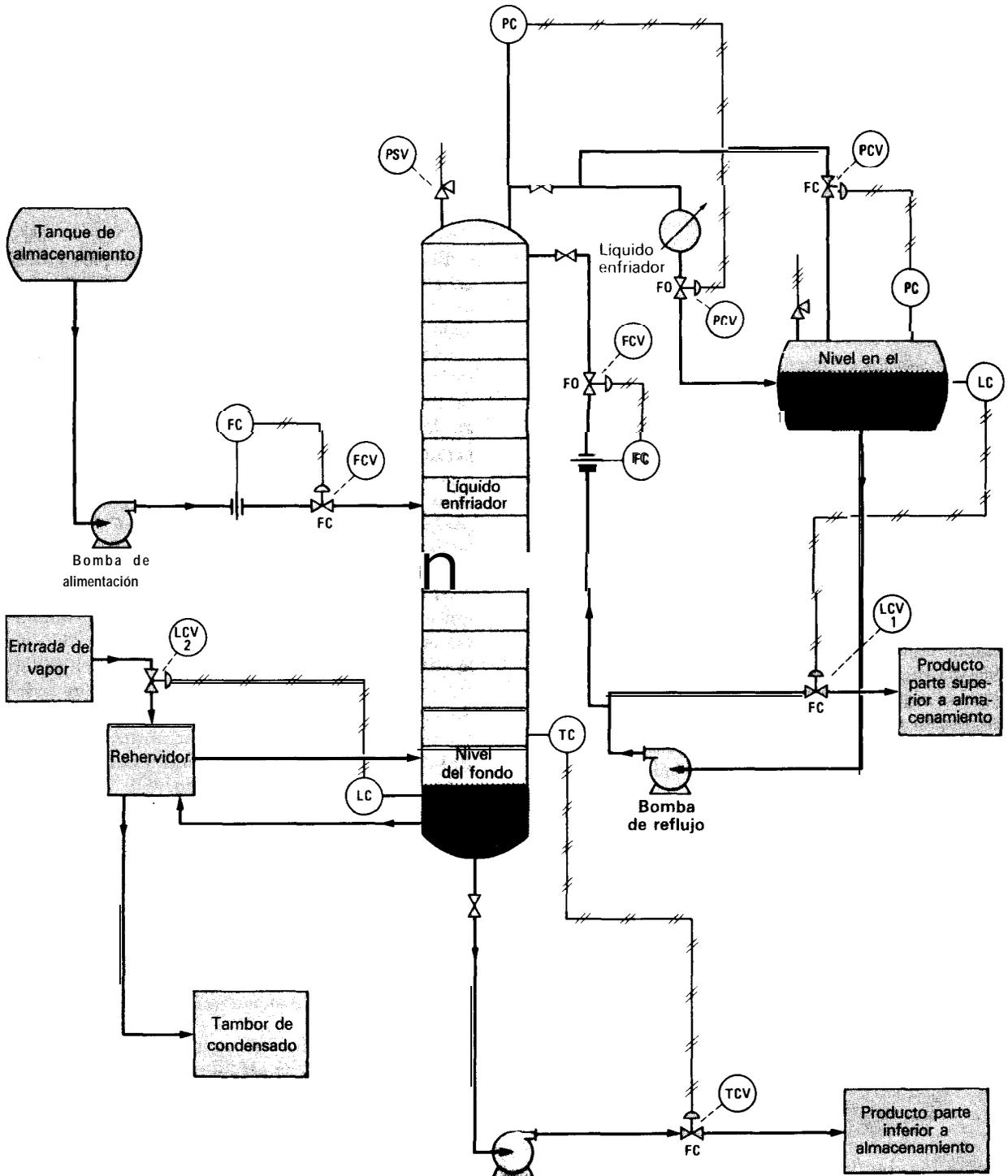


Fig. 1 Análisis de la columna de destilación para determinar el tamaño de las válvulas de desahogo

Calcúlense Q_R y Q'_R para el rehervidor con las ecuaciones (23) y (25).

Para un condensador en la parte superior, los regímenes de transferencia o de eliminación de calor se determinan con:

$$Q'_c = \frac{U_1 A_1 (T'_c - T_1) - (T'_c - T'_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T'_c - T_1)}{(T'_c - T'_2)} \right]} \quad (26)$$

$$Q_c = \frac{U_1 A_1 (T_c - T_1) - (T_c - T_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T_c - T_1)}{(T_c - T_2)} \right]} \quad (27)$$

$$Q'_L = M_L c_{PL} (T'_2 - T_1) = Q'_c \quad (28)$$

Por tanto, al establecer a la ecuación (26) igual a la ecuación (28)

$$\frac{U_1 A_1 (T'_c - T_1) - (T'_c - T'_2)}{2.303 \log \left[\frac{(T'_c - T_1)}{(T'_c - T'_2)} \right]} = M_L c_{PL} (T_2 - T_1) \quad (29)$$

Q'_c y Q_c son los regímenes de transferencia de calor del condensador en la parte superior, después y antes de la falla de la válvula para vapor, btu/h.

T'_c y T_c son los puntos de burbujeo en la charola superior de la columna después y antes de la presión en la válvula para vapor, en °F. T'_c se debe determinar en la composición en la charola superior que corresponda a una presión igual a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) + 14.7, en psia.

T_1 es la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al condensador superior, °F.

T'_2 y T_2 son las temperaturas de salida del agua de enfriamiento del condensador superior, después y antes de la falla de la válvula para vapor, °F.

Q'_L es el régimen de disipación de calor por el agua de enfriamiento después de la válvula de vapor, btu/h.

M_L es el peso del flujo de agua de enfriamiento, lb/h. c_{PL} es el calor específico del agua de enfriamiento con $(T_1 + T'_2)/2$, btu/(lb)(°F).

U_1 es el coeficiente de la transferencia total de calor en el condensador en la parte superior, btu/(h)(ft²)(°F).

A es la superficie de transferencia de calor en el condensador superior, ft².

U_1 , A , M_L , c_{PL} , T_1 , T_2 y T'_2 se pueden obtener con las hojas de datos del condensador superior.

T'_2 se calcula con la ecuación (29). Q'_c y Q_c se calculan con las ecuaciones (26) y (27).

Para la alimentación a la columna, el régimen de aplicación de calor sensible se encuentra con:

$$Q'_F = M_F c_{PF} (T'_{FB} - T_F) \quad (30)$$

Q'_F es el régimen de aplicación de calor sensible a la alimentación, btu/h.

T'_{FB} es la temperatura en la charola de alimentación después de la falla de la válvula, °F. T'_{FB} es el punto de

burbujeo del material en la charola de alimentación a 1.1 veces la presión graduada de la válvula de desahogo (psig) más la caída normal de presión entre la parte superior de la columna y la charola de alimentación, psia. La composición de la charola de alimentación se debe utilizar para calcular T'_{FB} .

T'_F es la temperatura de alimentación, °F.

M_F es el peso de la alimentación de la columna, lb/h.

c_{PF} es el calor específico de la alimentación a $(T'_{BF} + T_F)/2$, btu/(lb)(°F).

Q'_F se calcula con la ecuación (30); $(Q'_c - Q_c)$, con las ecuaciones (26) y (27), y $(Q'_R - Q_R)$ con las ecuaciones (23) y (25). La columna no puede estar con sobrepresión si:

$$(Q'_R - Q_R) \leq Q'_F + (Q'_c - Q_c)$$

La columna tendrá sobrepresión si:

$$(Q'_R - Q_R) > Q'_F + (Q'_c - Q_c)$$

El régimen W de desahogo de vapores para esta situación se puede calcular con:

$$W = \frac{(Q'_R - Q_R) - (Q'_c - Q_c) - Q'_F}{\lambda_T} \quad (31)$$

en donde λ_T es calor latente de vaporización a la temperatura T'_c que corresponde a la composición en la charola superior. Para determinar todos los parámetros para el tamaño de la válvula de desahogo, se utilizan la composición en la charola superior y T'_c .

Caso III: Válvulas superior e inferior bloqueadas

Si la bomba de alimentación y la de reflujo pueden funcionar en contra de una presión en la columna que sea igual a 1.1 veces la presión (psig) de graduación de la válvula de desahogo, aumentará el nivel de líquido en el fondo de la columna. Se excederá el punto de graduación o referencia del controlador de nivel en la parte inferior y la válvula para vapor abrirá por completo. El reflujo a la columna se detendrá después de que el acumulador se quede sin líquido.

Para establecer los flujos de alimentación y reflujo a la columna, se utiliza el método de tanteo antes descrito. Se calculan Q'_R y Q'_F como se indica para el caso II. Si $Q'_R > Q'_F$, F , la columna tendrá sobrepresión. El régimen de desahogo de vapores, W_v , (lb/h) se calcula con:

$$W_v = (Q'_R - Q'_F) / \lambda_T \quad (32)$$

El volumen de desahogo de líquido, W_L , (lb/h) se calcula con:

$$W_L = (M_F + R - W_v) \quad (33)$$

en donde R es la circulación de reflujo, lb/h a la columna de destilación.

Si $W_v > (M_F + R)$, no habrá descarga de líquido. Si el acumulador se queda vacío antes de que la columna se llene por completo con líquido $R = 0$. En la mayor

parte de las aplicaciones, $R = 0$. El que R sea o no igual a cero, se puede evaluar como sigue:

Determine los parámetros de tiempo, t_1 y t_2 .

$$t_1 = \frac{\text{Volumen del espacio para vapores en la columna, gal}}{\text{Circulación de reflujo, gpm}}$$

$$t_2 = \frac{\text{Volumen normal de líquido en el acumulador, gal}}{\text{Circulación de reflujo, gpm}}$$

Si $t_1 > t_2$, entonces R será cero.

Si $Q'_R < Q'_F$, la columna tendrá sobrepresión por el llenado en exceso con líquido. No habrá desahogo de vapores.

Si $t_1 > t_2$, $R = 0$ y el volumen de descarga de líquido se vuelve:

$$W_L = M_F$$

Caso IV: Falla de líquido enfriador en el condensador superior

Dado que la columna está bajo control directo del equilibrio de materiales, el volumen de flujo del producto inferior o de salida será mucho menor que el del producto superior o de entrada. Si hay falla del líquido enfriador para el condensador superior, se perderá la superficie de condensación, bajará el nivel del acumulador y se cerrará la válvula para el producto. Si la bomba para reflujo puede funcionar en contra de la presión aumentada en la columna, continuará el reflujo hasta que se agote el líquido en el acumulador.

Si el flujo del producto inferior con TCV abierta del todo es mayor que el volumen de flujo de alimentación y continúa el reflujo a la columna, la válvula para vapor permanecerá abierta del todo y habrá sobrepresión en la columna. Sin embargo, una vez que se detiene el reflujo, las válvulas para vapor y producto de la columna abrirán y cerrarán de acuerdo con los controladores. La temperatura del producto o residuos de la columna permanecerá alrededor de la temperatura normal de funcionamiento. Por tanto, ya no habrá sobrepresión en la columna.

Sin embargo, si el volumen de alimentación a la columna es mayor que la salida de productos de la parte inferior por la válvula TCV respectiva que está abierta del todo, incluso después de que se detiene el reflujo, la válvula para vapor suministrará calor a la columna y puede haber sobrepresión.

La columna tendrá sobrepresión si $Q'_R > Q'_F$. El volumen de desahogo de vapores, W_v (lb/h) se encuentra con:

$$W_v = (Q'_R - Q'_F) / \lambda_T$$

Y el volumen de desahogo de líquido W_L (lb/h) con

$$W_L = (M_F - W_B - W_v)$$

en donde W_B es el volumen de circulación de productos por la válvula TCV. Si $W_v > W_L$, no habrá desahogo de líquidos.

Si $Q'_R < Q'_F$, habrá sobrepresión en la columna por el llenado excesivo con líquido. En este caso no habrá de-

sahogo de vapores y el volumen de desahogo de líquidos se vuelve:

$$W_L = (M_F - W_B)$$

Caso V: Falla del reflujo

Algunos de los siguientes eventos puede ocasionar la falla del reflujo de la columna:

- La válvula de reflujo FCV no cierra debido a falla mecánica o a la aplicación de todo el aire de suministro a presión a la válvula.
- Falla de la bomba de reflujo, que puede ser mecánica o por interrupción de la corriente.
- El acumulador de reflujo se queda sin líquido.
- La válvula manual en la tubería de reflujo está cerrada.

Cualquiera que sea la razón para la falla del reflujo, pueden surgir las siguientes situaciones y efectos:

La columna no tendrá sobrepresión si $W_B < M_F$, La columna tendrá sobrepresión y no habrá desahogo de líquido si $W_B < M_F$, $Q'_R > Q'_F$, $W_v > M_L <$

La columna tendrá sobrepresión y habrá desahogo de vapores (W_v) y de líquido $W_B < M_F$, $Q'_R > Q'_F$, $W_v > W_L$.

La columna tendrá sobrepresión debido sólo al llenado excesivo con líquido y no habrá desahogo de vapores si $W_B < M_F$, $Q'_R < Q'_F$.

Caso VZ: Falla de aire para instrumentos

Se cerrarán las válvulas de alimentación y para productos. Se cerrará la válvula de suministro de vapor y la válvula de reflujo abrirá por completo. La columna estará con reflujo total y no habrá sobrepresión.

Ejemplo para ilustrar los procedimientos

Cálculése 1) el volumen de desahogo de un tanque de almacenamiento horizontal, sin aislamiento, expuesto a un incendio y que contiene monómero líquido de cloruro de vinilo, y 2) la superficie requerida para la válvula de desahogo. Las dimensiones del tanque aparecen en la figura 2; la presión de diseño es de 100 psig y la descarga de la válvula de desahogo saldrá por un respiradero a un depósito de gases que funciona a 0.5 psig. El

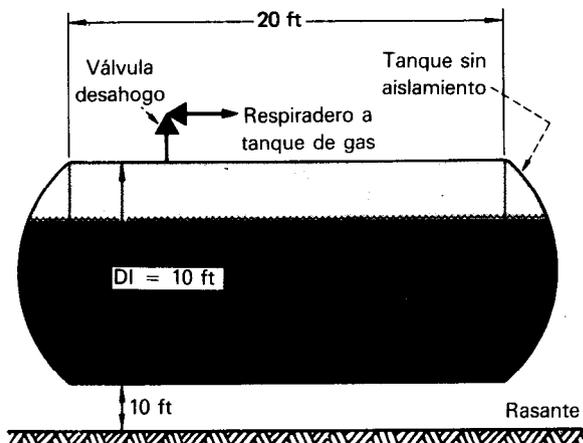


Fig. 2 Diseña y dimensiones del tanque de almacenamiento

contenido promedio del tanque en este ejemplo será del 75% de su diámetro interior.

Primero, se debe determinar el volumen, **W**, de desahogo de vapores mediante las ecuaciones (17) y (18). Pero la ecuación (17) requiere la evaluación de la superficie mojada del tanque y del calor latente de vaporización del cloruro de vinilo a la temperatura correspondiente a la presión para desahogo.

La superficie mojada del tanque es igual a la zona mojada de las dos cabezas más la de la sección cilíndrica, 0 sea,

$$A = \frac{2\pi(\gamma D_1)^2}{4} + \pi D_2 L$$

en donde γ = fracción del DI del tanque equivalente al contenido promedio de líquido; D_1 = diámetro de la preforma circular con la cual se hizo la cabeza (D_1 dependerá del tipo de cabeza); $D_2 = \gamma$ multiplicada por el diámetro interior del tanque; L = longitud de tangente a tangente de la sección cilíndrica. Para este ejemplo se supondrá que $D_1 = 11$ ft. Por tanto, la superficie mojada es:

$$A = \frac{2\pi[(0.75)(11)]^2}{4} + \pi(0.75)(10)(20)$$

$$A = 578.15 \text{ ft}^2$$

Encuéntrese el calor latente de vaporización, λ , del cloruro de vinilo a la temperatura de desahogo de acuerdo con las tablas. Para ello, se determina la presión de desahogo después de incluir una sobrepresión del 20% de la presión de diseño, como sigue:

$$P = 100 + 20 + 14.7 = 134.7 \text{ psia}$$

Con la curva de presión de vapor y temperatura para el cloruro de vinilo, se encuentra que la temperatura de desahogo es de 135°F con $P = 124.7$ psia. A esta temperatura, $\lambda = 116$ btu/lb.

Al combinar las ecuaciones (17) y (18) y simplificar, se obtiene la relación del peso por volumen del desahogo **W** de vapores:

$$W = 21\,000 A^{0.82} F / \lambda$$

Dado que el tanque no está aislado, $F = 1.0$. Al sustituir los valores numéricos de la ecuación precedente se obtiene:

$$W = 21\,000(578.15)^{0.82}(1.0)/116 = 33\,315 \text{ lb/h}$$

Se utiliza este valor de **W** en la ecuación (1) para calcular la superficie de orificio de la válvula de desahogo. Ahora, se calculan o establecen los restantes parámetros **T**, **Z**, **C**, **K'**, **P** y **M** para utilizarlos en la ecuación (1).

Para calcular el coeficiente de expansión, **C**, de la ecuación (14) hay que encontrar **n** en la ecuación (15) para $M = 62.5$ (peso molecular del cloruro de vinilo) y $c_p = 0.22$, 0 sea.

$$n = \frac{62.5(0.22)}{62.5(0.22) - 1.99} = 1.17$$

Ahora, se sustituye el valor de **n** en la ecuación (14) para calcular el coeficiente de expansión **C**, que es

$$C = 520 \sqrt{1.17 \left(\frac{2}{1.17 + 1} \right)^{\frac{1.17+1}{1.17-1}}} = 334.17$$

Las propiedades críticas del cloruro de vinilo son: $P_c = 809$ psia y $T_c = 313.7^\circ\text{F}$. Para determinar **Z**, factor de compresibilidad, hay que encontrar la presión P_R reducida y la temperatura T_R reducida para las condiciones de este ejemplo. En este caso,

$$P_R = P/P_c = 134.7/809 = 0.165$$

$$T_R = T/T_c = (135 + 460)/(313.7 + 460) = 0.7690$$

Con una tabla de factores de compresibilidad, se encuentra que **Z**, a la presión y temperatura reducidas es de **0.860**.

Supóngase un coeficiente de descarga de boquilla de $K' = 0.975$.

Al sustituir las diversas variables por los valores numéricos en la ecuación (1) se determina que la superficie requerida del orificio de la válvula de desahogo es:

$$A = \frac{33\,315}{(334.17)(0.975)(134.7)} \sqrt{\frac{(595)(0.860)}{62.5}}$$

$$A = 2.172 \text{ in}^2$$

La superficie del orificio y el tamaño correspondiente de la válvula de desahogo son estándar y los utilizan todos los fabricantes; los catálogos incluyen estas dimensiones. Los ejemplos típicos son:

Designación del orificio	Superficie del orificio, in ²	Tamaño de la válvula in
D	0.110	1 × 2
E	0.196	1 × 2
F	0.307	1½ × 2
G	0.503	1½ × 2½
H	0.785	1½ × 3
J	1.287	2 × 3
K	1.838	3 × 4
L	2.853	3 × 4
M	3.60	4 × 6
N	4.34	4 × 6

Una vez conocida la superficie para desahogo, ya se puede seleccionar la válvula. Cuando la superficie de desahogo es intermedia a dos orificios, se debe seleccionar el que sea más grande que la superficie calculada. Como dicha superficie en este ejemplo queda entre el orificio "K" (1.838 in²) y el orificio "L" (2.853 in²), se debe seleccionar el orificio "L". El tamaño correspondiente de válvula es de 3 in x 4 in.

Referencias

1. Shinsky, F. G., "Distillation Control for Productivity & Energy Conservation," McGraw-Hill, New York, 1977.
2. Kern, D. Q., "Process Heat Transfer," McGraw-Hill, New York, 1950.
3. Smith, B. D., "Design of Equilibrium Stage Processes," McGraw-Hill, New York, 1963.
4. "Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe," Technical Paper 410. Crane Co., Chicago, 1974.
5. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries: Part I—Design, API RP 520, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
6. Recommended Practice for the Design and Installation of Pressure Relieving Systems in Refineries: Part II—Installation, API RP 520, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
7. Compressor Handbook, Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, NJ.
8. "ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sect. VIII," American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1974.

El autor



maestría en ingeniería química de Drexel University.

Asu Mukerji es ingeniero principal de instrumentos en Catalytic, Inc., 1500 Market St., Philadelphia, PA 19102. Su experiencia de más de 15 años incluye diseño y especificaciones de sistemas de instrumentos neumáticos, electrónicos y computarizados para plantas de procesos químicos, de productos farmacéuticos y refinerías. Antes, trabajó en diseño, ingeniería y aplicaciones de sistemas de control de procesos para calderas generadoras y de procesos. Es ingeniero químico con título de Indian Institute of Technology y tiene la

Mal funcionamiento de las válvulas de seguridad: síntomas, causas y correcciones

Lo que se debe buscar y hacer si las válvulas de desahogo de seguridad tienen fugas, traqueteo o disparo prematuro.

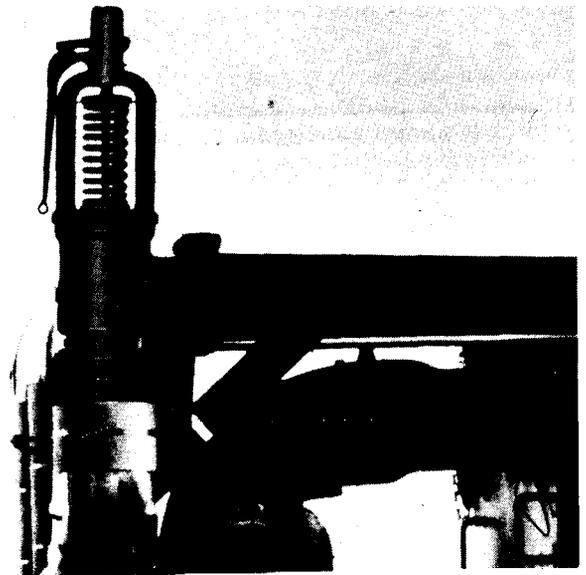
William A. Scully, Teledyne Farris Engineering

La mayor parte de las instalaciones de válvulas de desahogo de seguridad no tienen problemas y, si ocurren, las causas suelen ser diseño o métodos de mantenimiento deficientes. Pero en ocasiones, las causas no saltan a la vista. Considérense estos problemas.

En una instalación nueva de una planta de productos químicos, una válvula de desahogo de seguridad de 8 in tenía fugas. Al desmontarla para probarla, funcionó perfectamente pero volvió a tener fugas al instalarla. La corrección fue agregar soportes en la tubería de salida de la válvula. El peso de la tubería sin soporte había producido la deflexión elástica del cuerpo de fundición de la válvula y se desalinearon el asiento y el disco.

En la torre de una planta petroquímica, una válvula de desahogo de seguridad de 6 in en servicio para vapores tenía traqueteos cuando había pequeñas fallas. No era práctico parar la torre y se dejó continuar el traqueteo. Después de muchas semanas, un ingeniero descubrió que el traqueteo había hundido 4 in los cimientos de la torre. La corrección fue reemplazar esa válvula de 6 in por dos más pequeñas, de 2 in y de 4 in. La válvula de 2 in está graduada para presión baja y es la única que funciona cuando hay pequeñas alteraciones.

Con el paso de los años, los diseñadores de válvulas han acopiado mucha información de los síntomas, causas y correcciones de las fallas comunes como las que se acaban de describir. Para conveniencia, están divididas en tres categorías: fugas o escurrimiento, traqueteo y disparo prematuro. Lo que se debe comprobar es lo siguiente.



Síntoma: Fugas o escurrimiento

1. Compruébese la presión defuncionamiento. Una causa de las fugas por las válvulas de desahogo de seguridad es el esfuerzo por maximizarla eficiencia del proceso. Las presiones de funcionamiento pueden aumentar hasta que son casi iguales a la graduación de la válvula o a la presión máxima permisible de funcionamiento del recipiente. Este

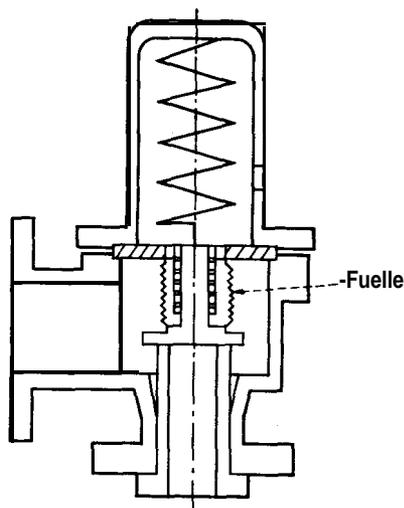


Fig. 1 El fuelle protege las guías de la válvula contra partículas pequeñas

método reduce los costos al no tener que invertir en recipientes para presiones más altas. Pero las fugas por la válvula pueden indicar que la presión "normal" de funcionamiento ya se ha aproximado a la de graduación. Por otra parte, la válvula puede estar graduada muy baja, por error.

En cualquier caso, una corrección de la fuga es seguir las recomendaciones del Código para Recipientes de Presión. *

En el supuesto de que se ha aplicado el Código, otra corrección puede ser reemplazar las válvulas de asiento de metal con metal por otras que tengan sello de presión con sellos anulares.

2. *Verifíquese* si hay corrosión o **erosión**. En una planta, las fugas ocurrieron por un pequeñísimo cambio en el proceso, en el cual se utilizaba inicialmente cloruro de hidrógeno seco para el cual eran satisfactorias las guarniciones de acero inoxidable. Más tarde, la humedad agregada lo convirtió en ácido clorhídrico (HCl), muy corrosivo, que produjo la corrosión de las guarniciones. La corrección fue emplear una válvula con guarniciones de Monel.

La erosión también puede permitir fugas. La arena en las tuberías para gas a alta presión erosiona los asientos y discos de materiales blandos (como el acero inoxidable) por un efecto de chorro de arena cuando funciona la válvula de desahogo de seguridad. Los asientos de materiales duros, como Stellite, pueden resistir la erosión.

3. *Compruébense tolerancias para disparo*. Cuando la presión de funcionamiento es bastante elevada, un borboteo de presión puede levantar el disco y permitir fugas. Compruebe si la tolerancia para la presión de disparo está en el lado bajo de la gama permitida. † 2 de junio de 1980

*Código ASME para Recipientes de Presión, Sección VIII, Div. 1, Apéndice M, Párrafo M-9, subpárrafo c, dice "Una presión diferencial mínima de 5 psi para presiones graduadas hasta de 70 psi; 10% para presiones graduadas entre 71 y 1 000 psi, 7 % para presiones graduadas mayores de 1 000 psi".

† Op. cit., excepto Párrafo UG-128, Subpárrafo 4: "Las tolerancias, en más o menos, de la presión graduada, no excederán de 2 psi para presiones hasta 70 psi y de 3% para presiones mayores de 70 psi".

Una causa común de fugas es la compensación incorrecta de la graduación del resorte para aplicaciones con altas temperaturas, cuando el resorte se gradúa en frío en el banco de pruebas. La corrección consiste en consultar el factor para corrección de temperatura del fabricante y utilizarlo cuando se gradúa la válvula con aire a la temperatura ambiente.

4. *Véase si hay partículas de sólidos entre el asiento y el disco.*

En una instalación de bombeo con válvulas de desahogo de seguridad el fluido arrastraba cloruro de polivinilo (PVC) en polvo. Estas partículas eran lo bastante duras cuando quedaban atrapadas entre el asiento y el disco de acero inoxidable para rayar el asiento y permitir fugas. Un disco y asiento más duros no corregirían la fuga, pues seguiría el problema de las partículas de polvo.

Una corrección podría ser emplear un asiento especial de cuña para cortar los depósitos o partículas. También se podría emplear un asiento elástico con sellos anulares.

Cuando las partículas son muy pequeñas, pueden entrar en las guías de ajuste muy preciso y trabarán la válvula en la posición abierta o cerrada. En estos casos, hay que usar válvulas con fuelle para aislar las guías del fluido (véase la Fig. 1).

5. *Véase si hay tubería de salida sin soportes*. Una válvula de desahogo de seguridad de 6, 8 o 10 in puede parecer muy fuerte, pero la tubería de salida sin soportar puede alterar la alineación interna y ocasionar fugas (como se menciona antes). La corrección es obvia: soportar la tubería.

Algunas válvulas con salida sencilla son más susceptibles que otras con salida doble a los efectos de esfuerzos moderados debidos a la tubería de salida.

6. *Compruébese si hay esfuerzos térmicos en la tubería de salida*. Los esfuerzos térmicos pueden alterar también la alineación de los componentes internos de la válvula de desahogo y permitir fugas.

La corrección incluye el uso de soportes flexibles y de bucles o juntas de expansión.

7. *Véase si hay vibración de la tubería o del recipiente protegido*. Cuando la presión de funcionamiento del sistema es casi igual que la de graduación de la válvula, la vibración puede ocasionar fugas y disparo prematuro de la válvula, como se comentará más adelante.

Las correcciones de las fugas son el empleo de los métodos usuales para reducir la vibración de la tubería y el recipiente y aumentar la diferencia entre las presiones de funcionamiento y la graduada. Un asiento con sellos anulares elásticos también puede ayudar.

8. *Compruébese si la válvula está instalada en forma vertical*

Otra causa de fugas es la instalación de la válvula de desahogo fuera de la vertical, quizá por las limitaciones del espacio o la configuración de la tubería.

Los fabricantes de válvulas recomiendan no instalar las válvulas en posición horizontal, sino vertical. El Código ASME dice que las válvulas de seguridad bajo carga de resorte deben estar verticales. Es posible instalar la válvula en posición invertida, salvo que el fabricante diga lo contrario, pero el resorte debe ser el indicado para esa posición.

El montaje fuera de la vertical puede ocasionar acumulación de sedimentos y formación de depósitos por un

drenaje deficiente. El montaje vertical asegura que el vástago o su retén en las válvulas con guía superior estarán centrados en las guías y que el asiento y el disco estarán alineados y paralelos. Si están fuera de la vertical, las guarniciones se pueden mover hacia un lado de las guías, Cuando la válvula cierra otra vez después del disparo, los asientos no producirán cierre hermético por la desalineación y ocurrirán fugas.

9. *Compruébese si está bien armada.* Puede parecer que una válvula está trabada o pegada abierta, cuando en realidad está mal ajustada, para permitir una purga de larga duración. Esto es lo que puede ocurrir si se la arma en forma incorrecta después del mantenimiento o reparación.

Después de haber reacondicionado en el taller de una refinería una válvula de seguridad de 4 in, disparó a las 400 psi correctas, pero se quedó abierta. El anillo ajustable de purga se había colocado en la posición alta en el taller para probarlo en el banco y ahí se quedó. El aumento en la presión provocó el disparo a la presión graduada y que volviera a cerrar o hubiera purga en la gama de funcionamiento, porque la válvula nunca produjo cierre hermético.

Una corrección de esta falla estaría en que los técnicos verificaran la posición y ubicación correctas de todas las piezas ajustables de la válvula al armar y probarla.

Hay que tener mucho cuidado si la válvula tiene una palanca de elevación. Esto da más oportunidades de armar en forma incorrecta lo cual permitirá fugas o, lo que es peor, que no funcione. Cuando hay fugas, la palanca de elevación puede estar manteniendo el disco separado de su asiento debido a la colocación incorrecta de la tuerca para prueba en el vástago.

10. *Compruébese el pulimento correcto de los asientos.* Si se han pulido con pasta abrasiva el asiento y el disco durante el reacondicionamiento y la válvula tiene fugas, la causa puede ser el "asentamiento" incorrecto. La igualdad de la superficie, una textura fina y el pulimento de los asientos metálicos son esenciales para la hermeticidad.

La corrección consiste en "asentar" y pulir las superficies de asiento otra vez, con los métodos y la pasta abrasiva recomendados por el fabricante y comprobar el paralelismo.

Los bloques asentadores se deben limpiar o reemplazar en forma periódica. El vidrio Pyrex es un material bueno y durable para bloques pulidores, compatible con los compuestos abrasivos a base de óxido de aluminio.

11. *Determinese la naturaleza de los fluidos del proceso.* Cuando se trata de fluidos ligeros, difíciles de retener, como el hidrógeno, pueden ocurrir fugas si los asientos son de metal con metal.

La corrección consiste en emplear válvulas con asiento con sellos anulares elásticos para tener hermeticidad, o bien, especificar válvulas con cierre más hermético.

Los asientos con sellos anulares también se recomiendan para servicio en servicio con gases corrosivos o tóxicos.

12. *Verifíquese si hubo errores u omisiones durante las pruebas.* Aunque la válvula haya sido probada en la fábrica antes de embarcarla, se debe probar otra vez antes de

instalarla; nunca se deben instalar tal como se reciben. La vibración o el manejo brusco durante el transporte pueden producir desalineación. Se calcula que de 2 a 3 % de las válvulas que se embarcan se desalinean.

Como corrección y medida preventiva, se debe disparar la válvula de seguridad antes de ponerla en servicio o de que ocurran fugas.

Una causa similar de fugas es un procedimiento incorrecto para prueba; el volumen de aire a presión puede ser insuficiente para levantar el disco de su asiento. Las pruebas hidráulicas incorrectas también pueden producir desalineación. Con un volumen insuficiente, la presión puede inclinar ligeramente el disco y dar una indicación de fuga. La corrección está en la elevación total o el disparo.

La omisión del mantenimiento periódico de las válvulas de seguridad también permitirá fugas. El usuario debe tener un programa de pruebas, cuando menos una vez al año para instalaciones con servicio normal. Si se manejan materiales corrosivos o tóxicos, las pruebas deben ser más frecuentes.

Síntoma: Traqueteo

1. *Compruébese si la válvula es de tamaño muy grande.* Una causa común de traqueteo es el tamaño muy grande de la válvula de desahogo de seguridad. Si el volumen de fluido es menor del 15 % de la capacidad nominal, habrá tendencia al traqueteo.

A la presión de disparo, no habrá suficiente energía en el recipiente para contrarrestar la carga del resorte y levantar por completo el disco de su asiento; esta falta de fuerza elevadora ocasiona "oscilaciones". La corrección es utilizar una válvula del tamaño correcto para las condiciones requeridas de circulación.

2. *Compruébese si hay caída excesiva de presión en la tubería hasta la entrada de la válvula.* Una caída excesiva de presión puede ocasionar traqueteo. Las pérdidas en la entrada son más importantes, en particular cuando el diámetro del orificio es grande por comparación con el tamaño de la tubería de entrada. La caída de presión se puede atribuir a restricciones en el flujo debidas a: dobles y codos, la distancia desde la fuente de presión hasta la válvula y la tubería de entrada o salida de menor diámetro que el de la válvula de desahogo.

En todos estos casos, la caída excesiva de presión ocasiona elevación insuficiente del disco desde su asiento. La corrección es eliminar las deficiencias en la tubería y, si es necesario, cambiar de lugar la válvula.

3. *Compruébese si hay variaciones en la presión.* Las variaciones en la presión pueden actuar en la descarga o en la entrada de la válvula de seguridad y ocasionar traqueteo, lo mismo que la contrapresión variable o las ondas de choque en un cabezal común de descarga.

Cuando con el tamaño correcto de la tubería* no se puede corregir el traqueteo, quizá se logre con una válvula de desahogo de seguridad especial. Por ejemplo, se puede necesitar un tipo con fuelle equilibrado para con-

*Véase Código ASME; Sección VIII, Div. 1. Apéndice M, Párrafo M-7 para mayores detalles.

trolar la contrapresión variable. El fuelle no sólo aísla a las guías y componentes superiores de la válvula, sino también anula los efectos de la contrapresión variable, lo cual permite el disparo de una presión graduada constante.

Como se describió en el ejemplo de la torre petroquímica, las variaciones inevitables en la presión de entrada pueden ocasionar traqueteo. Como se mencionó, la corrección es combinar una válvula pequeña y una grande y graduar la pequeña para que desahogue las pequeñas alteraciones. En cualquier instalación con válvulas múltiples, la presión graduada se debe escalonar entre ellas.

4. Compruébese si la válvula se utiliza como regulador. En ocasiones, alguien intenta regular el caudal con una válvula de desahogo con carga de resorte en lugar de hacerlo con un regulador o una válvula de control. La corrección salta a la vista.

Síntoma: Disparo prematuro

1. No se hagan ajustes internos cuando hay presión debajo del disco de la válvula. El disparo prematuro puede ocurrir cuando se hacen ajustes internos, como subir o bajar el disco de purga, cuando la presión debajo del disco es casi la presión graduada. Los ajustes se deben hacer cuando no hay presión debajo del disco o, si debe haberla, hay que sujetar con suavidad la válvula para que no dispare.

Cuando se ajusta la carga del resorte para cambiar la presión graduada, hay que impedir que las superficies del asiento y del disco giren entre sí para evitar dañarlos. Para ello, hay que sujetar la parte superior del vástago o el soporte del disco al hacer los cambios. Si se sujeta el soporte del disco, hay que reducir la presión de entrada debajo de él.

2. Corríjase la temperatura al graduar en frío. Cuando se gradúa la válvula a la temperatura ambiente pero se utiliza en servicio de alta temperatura, la dilatación del bonete y el cuerpo combinada con la reducción en la carga del resorte, ocasionada por la alta temperatura, hacen que

se reduzca la presión graduada y se tenga disparo prematuro.

La corrección consiste en aplicar siempre el factor de corrección de temperatura indicado por el fabricante.

3. Véase si la válvula está mal armada. El disparo prematuro por esta causa se puede corregir como se indica en Fugas, inciso 9.

4. No se golpee el cuerpo de una válvula de seguridad ni se pongan tapones para detener las fugas. Cuando la presión está cercana a la del punto de graduación, puede ocasionar disparo prematuro. Lo mismo ocurre con la vibración de la tubería o del recipiente.

La corrección está en no golpear la válvula y utilizar los métodos establecidos para evitar la vibración.

5. Compruébese si hay manómetros inexactos. Si el manómetro utilizado para graduar la válvula tiene lectura baja, por daños o desgaste, habrá disparo prematuro. Si tiene lectura alta, la presión puede ser mayor que los límites del recipiente.

Corrección: compruébese la calibración de tiempo en tiempo y de inmediato si se golpea el manómetro.

Véase Código ASME, Sección VIII, Div. 1. Apéndice M, Párrafo M-7 para mayores detalles.

El autor



William A. Scully es gerente de ventas de Teledyne Farris Engineering, 400 Comercial Ave, Palisade Park, NJ 07650, en donde imparte seminarios y cursos de capacitación sobre válvulas de desahogo de seguridad. En sus 28 años con Teledyne Farris, también ha sido técnico en ventas e ingeniero de ventas en el campo.

Tiene licenciatura en ciencias de Peter's College of Arts & Sciences en Nueva Jersey y es miembro de la Instrument Soc. of America.

Sensibilidad de las válvulas de desahogo según la longitud de las tuberías de entrada y salida

Las pérdidas de presión en la tubería de entrada y salida de una válvula de desahogo pueden hacer que el sistema no cumpla con los códigos. Algunos tipos son más sensibles que otros a los cambios en las longitudes de la tubería. Se incluyen dos gráficas para determinar el cumplimiento con los códigos en una instalación.

Bruce A. Van Boskirk, Velsicol Chemical Corp.

Al diseñar nuevas instalaciones de válvulas de desahogo y examinar las existentes, el ingeniero debe tener en cuenta la pérdida de presión en las tuberías de entrada y salida, porque una pérdida excesiva puede dar por resultado falta de protección e incumplimiento de los códigos. Aunque, por ejemplo, el Código API RP 520 Parte II, del American Petroleum Institute y las publicaciones de los fabricantes especifican la caída máxima de presión permisible y las fórmulas para calcularla, no indican la sensibilidad de una válvula de desahogo determinada por las variaciones en la longitud de la tubería de entrada o salida.

(Para información de antecedentes de válvulas de desahogo de presión y para determinar su tamaño, véanse las referencias 1 y 2.)

Este artículo incluye dos gráficas (Figs. 2 y 3) que se pueden utilizar para la determinación rápida de si la instalación de una válvula de desahogo está o no de acuerdo con los códigos o si es un caso incierto que requiere cálculos más detallados.

Un ingeniero que participa en el diseño preliminar de una planta podría utilizar las gráficas para determinar qué válvulas de desahogo serían insensibles a un cambio en la tubería que podría ocurrir durante la construcción y cuáles son las válvulas con "bandera roja" que dejarían de cumplir con una pequeña alteración en la tubería. Si se incluyeran notas en los planos, se podrían advertir cualesquiera cambios aunque ya no se cuente con el diseñador original. Un ingeniero de planta a quien se encargue examinar una instalación existente podría usar las gráficas para determinar con rapidez los tamaños de

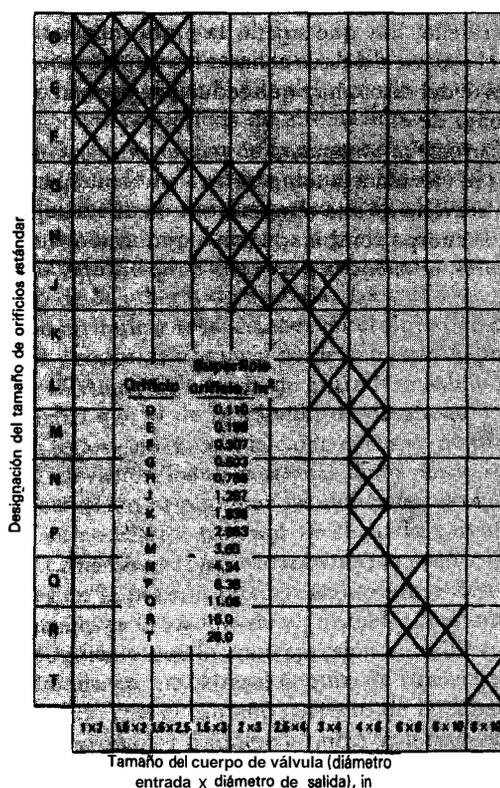


Fig. 1 Combinaciones generalmente disponibles de cuerpo y orificios para válvulas de desahogo

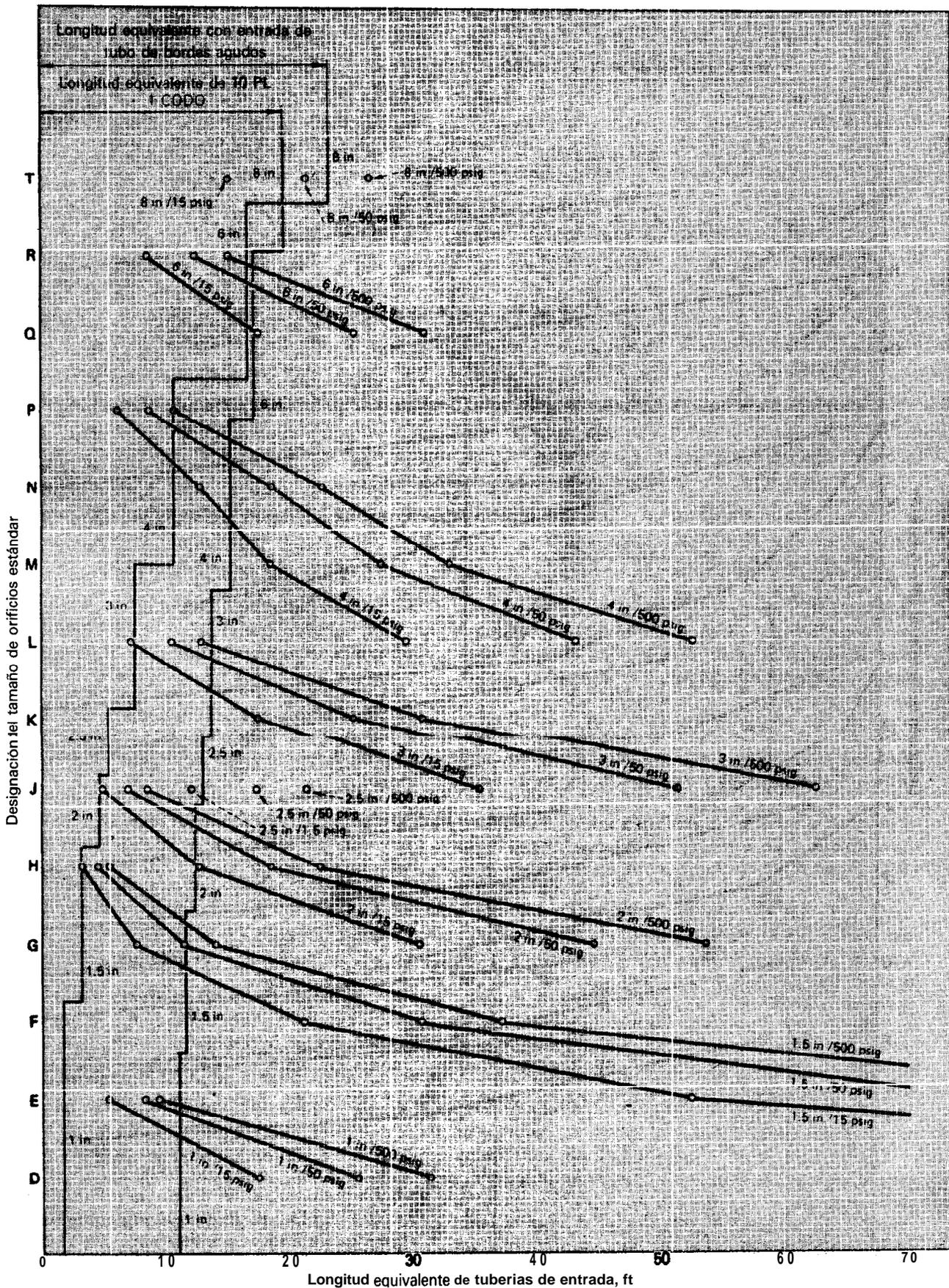


Fig. 2 Longitud equivalente de tubería de entrada permitida por los códigos para válvulas de desahogo convencionales, de fuelle equilibrado y operados con piloto con derivación local

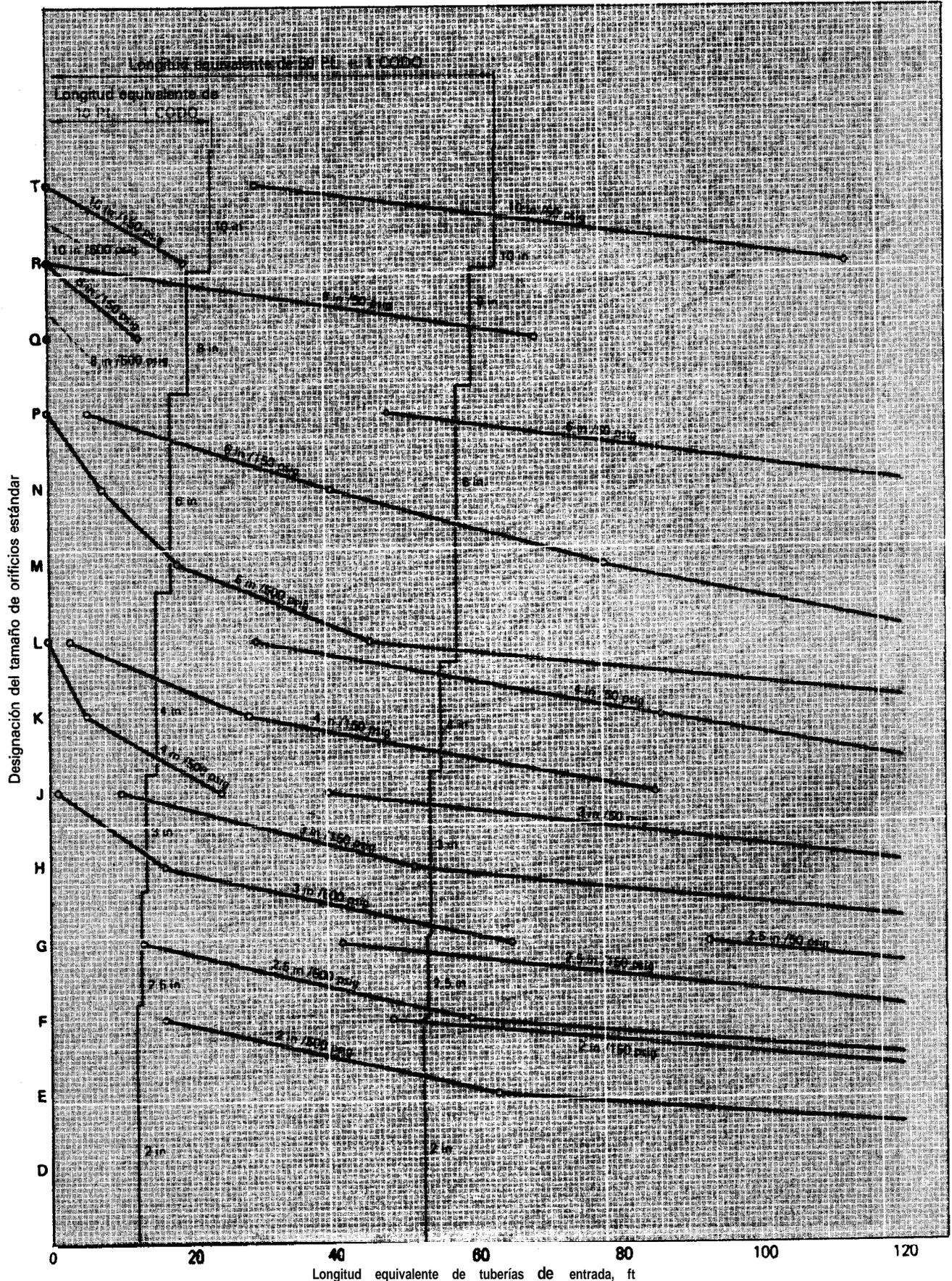


Fig. 3 Longitud equivalente de tuberías de salida permitida por los códigos para válvulas de desahogo convencionales

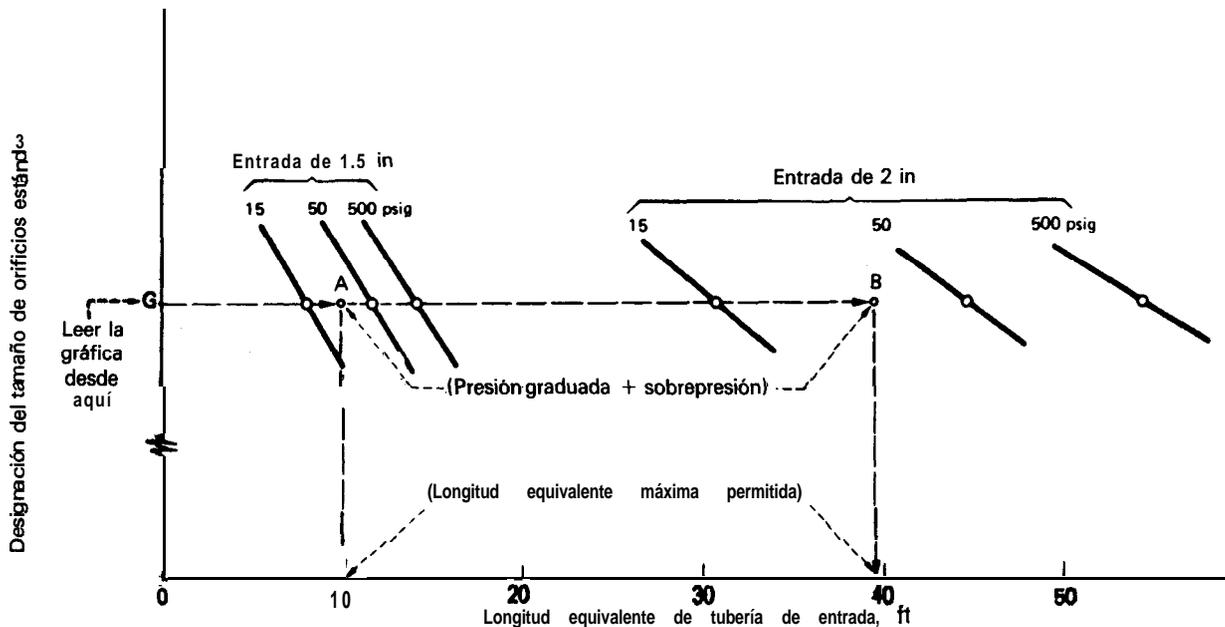


Fig. 4 Longitud máxima de tubería de entrada para orificio G

válvulas y longitudes de tubería para minimizar la cantidad de cálculos requeridos.

La mayor parte de las válvulas de desahogo sólo están disponibles en ciertas combinaciones de cuerpo y orificio (Fig. 1). Los números en el eje horizontal indican los diámetros de la entrada y salida en el cuerpo de válvulas en donde se monta el orificio. Por ejemplo, 1 x 2 indica un cuerpo de válvula con entrada de 1 in y salida de 2 in. Las letras en el eje vertical indican los orificios estándar con las superficies indicadas en la tabla.

Se utilizan los tamaños de la entrada del orificio estándar y la salida de la válvula para especificar una configuración particular de válvula de desahogo. Por ejemplo, 2-G-3 indica una válvula con entrada de 2 in, orificio G (0.503 in²) y salida de 3 in. En donde se ha omitido un número (2-G-) es que no es importante para la descripción.

Empleo de las gráficas de correlación

En las figuras 2 y 3 se indican los equivalentes de longitud de tubería máximos permisibles (entrada y salida) para las válvulas de desahogo disponibles en el comercio de las señaladas en la figura 1. Más adelante se explicará el uso de las gráficas y se ilustrará con un ejemplo.

La figura 2, que se aplica a las tuberías de entrada, está basada en una pérdida máxima de presión en ellas de 3% con respecto a la presión graduada, con máximo flujo por el orificio (según se especifica en API RPO 520, Parte II), con tubo Cédula 40 y comportamiento ideal de los gases. (Las desviaciones de estas condiciones supuestas pueden tener un efecto menor en las longitudes aceptables para la tubería; los valores podrían diferir de los obtenidos con la gráfica hasta 5 a 10%.) La figura 2 se aplica a los tres tipos principales de válvulas de des-

ahogo: convencional, con fuelle equilibrado y operadas con piloto con derivación local. La longitud máxima de equivalente de tubo permitida para cada combinación de cuerpo y orificio de válvula se indica para flujo a presiones de 15, 50 y 500 psig.

La figura 3, para la tubería de salida, está basada en el caso más exigente para la válvula convencional, la cual tiene una pérdida de presión recomendada en la tubería de salida de un 10% de la presión graduada con máximo caudal en el orificio, descarga a presión atmosférica y caídas de presión corregidas para caudales cuya velocidad se aproxima a la del sonido. Las longitudes máximas de equivalente de tubo permitidas se indican para presiones de 50, 150 y 500 psig.

Aunque la figura 3 se preparó para válvulas convencionales, en algunos casos se utiliza para las de fuelle equilibrado o las operadas por piloto. Si la gráfica indica que es satisfactoria una longitud determinada de tubería de salida para una válvula convencional, también será aceptable para válvula de fuelle equilibrado u operada por piloto. Si parece ser que la válvula convencional no cumple con el código o es un caso dudoso en ciertas longitudes de la tubería de salida, entonces hay que calcular las pérdidas de presión a fin de determinar si la misma longitud de tubería para otros tipos de válvulas, haría que no cumplieran con los códigos.

Para utilizar las gráficas, se necesita conocer la letra de designación del tamaño de orificio y la presión de circulación en la válvula (Presión graduada más sobrepresión). Si se trata de una instalación nueva los procedimientos normales para determinar el tamaño, como los de los catálogos de los fabricantes y en las páginas 102 y 118 de esta obra permitirán establecer esos valores. Si se examina un sistema existente, los valores aparecerán en la válvula o cerca de ella.

Un ejemplo

Considérese una válvula de desahogo con orificio G, presión graduada de 35 psig y 10% de sobrepresión. La presión de flujo es de 35 más 10% de 35 o sea 38.5 psig.

En la figura 4, que es una ampliación de una parte de la figura 2 pertinente para este ejemplo, se indican las longitudes máximas permisibles de la tubería de entrada para orificios G con entradas de 1.5 y de 2 in.

Se consulta la gráfica desde la izquierda en la línea correspondiente a un orificio G. Hay que encontrar el punto en donde la presión de circulación cruza esta línea (puede ser necesario interpolar) y bajar en sentido vertical para leer la longitud equivalente permisible en el eje horizontal. Según sean los tamaños de cuerpos de válvula disponibles, puede haber uno, dos o tres valores de longitud permisible.

El orificio G está disponible para tres tamaños de cuerpo: 1.5 x 2.5, 1.5 x 3 y 2 x 3. Según la gráfica, las longitudes máximas equivalentes permitidas por los códigos son 10 ft para la entrada de 1.5 in y 39 ft para la de 2 in. Con la figura 3 y en forma similar, se encuentra que las longitudes máximas permisibles para tubería de salida son de unos 100 ft para la salida de 2.5 in y fuera de la gráfica para la de 3 in.

Estos valores se pueden comparar con las especificaciones de diseño de una instalación nueva o las longitudes reales de tubería en una existente.

■ Si la longitud equivalente real o de diseño es mucho menor que la obtenida con la gráfica, la instalación es satisfactoria.

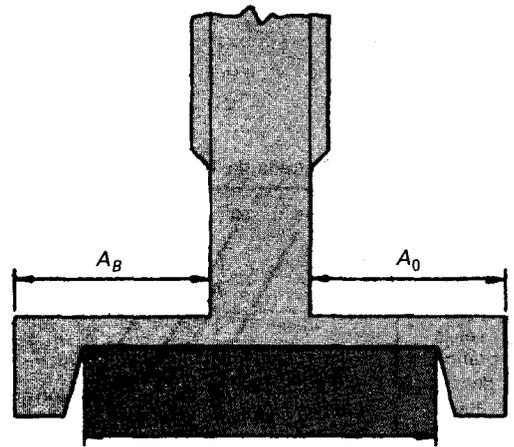
■ Si la longitud equivalente real o de diseño es mucho menor que la obtenida con la gráfica, la instalación no satisfará los requisitos de los códigos y hay que volver a diseñarla.

■ Si el valor real o de diseño tiene una aproximación de 5 a 10% con el valor de la gráfica, hay que calcular la pérdida de presión, porque pueden haber pequeñas diferencias entre la aplicación específica y las suposiciones al preparar las cifras.

Por tanto, el uso primario de las gráficas es para selección, o sea, determinar si la instalación es satisfactoria, si no cumple con los códigos o requiere cálculos adicionales. Por ejemplo, una válvula de desahogo 1.5-E-2 graduada a 50 psig y montada en un "carrete" de tubo de 5 ft, sería satisfactoria (longitud máxima permisible 76 ft), mientras que una válvula 4-P-6 graduada a 50 psig en una tubería de entrada de 45 ft no cumpliría con el código (longitud máxima permisible 8.5 ft). Una válvula 3-L-4 graduada a 50 psig montada en una tubería de entrada de 10 ft requeriría calcular la pérdida de presión para determinar si cumple con el código, porque la longitud equivalente máxima permisible es alrededor de 10.5 ft.

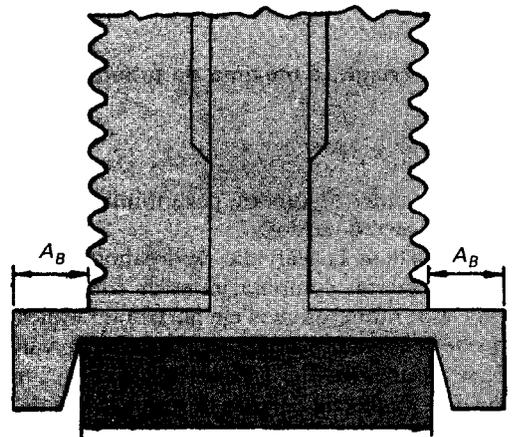
Se puede caer en una trampa

Para relacionar las figuras 2 y 3 con la tubería usual para válvulas de desahogo, se han incluido dos líneas de referencia en cada trazo: las longitudes equivalentes de una entrada con bordes agudos y un tramo de tubo



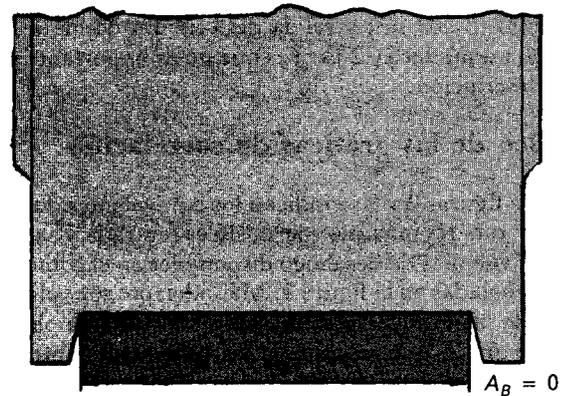
$A_B \approx A_0$: la contrapresión tiene efecto grande en la presión graduada

Convencional



$A_B \ll A_0$ la contrapresión tiene efecto moderado o pequeño en la presión graduada

Fuelle equilibrado



$A_B = 0$: la contrapresión no tiene efecto en la presión graduada

Operada por piloto

A_0 : superficie del disco expuesta a presión de elevación
 A_B : superficie del disco expuesta a contrapresión

Fig. 5 El efecto de la contrapresión en la presión graduada depende del tipo de válvula

de 10 pies de longitud con un codo (10 PL + 1 CODO) en la figura 2; las longitudes equivalentes de 10 pies lineales con un codo y de 50 pies lineales con un codo de (50 PL + 1 CODO) en la figura 5. Estas líneas pueden constituir una trampa en la que puede caer a veces el diseñador de instalaciones de válvulas de desahogo.

La suposición de que una válvula de desahogo montada directamente en una boquilla o cerca de ella resulta satisfactoria, no siempre es correcta y la instalación puede no cumplir con los códigos. Se debe a que los cálculos de pérdida de presión en estas válvulas incluyen la pérdida de presión en la tubería de entrada más la pérdida de presión en la boquilla. Aunque una boquilla de entrada absolutamente redonda tiene poca caída de presión, las entradas con bordes agudos y con tubos que se extienden hacia dentro tienen pérdidas importantes. Algunas combinaciones de cuerpo y orificio, como las que tienen orificio P, R o T, tienen muy poca tolerancia a la pérdida de presión en la tubería de entrada, y si no se usa la boquilla de entrada redonda es fácil que la instalación no cumpla con los códigos.

La finalidad de esas líneas es indicar la sensibilidad relativa de las válvulas de desahogo a lo que parecen ser pequeñas pérdidas de presión. Los puntos que están a la izquierda de la línea de referencia representan instalaciones que no cumplirían. Por ejemplo, con referencia a la figura 2, una válvula 6-R- montada en una entrada con borde agudo no cumpliría, igual que una válvula 1 -E- con tubo de entrada de 10 ft y que tenga un codo, y no se puede utilizar ninguna de ellas.

Las líneas de la figura 3 sirven para identificar las válvulas que tienen poca tolerancia a las pérdidas de presión en la tubería de salida y los casos en que no se pueden emplear ciertos diseños de sistemas.

Hay otro aspecto en relación con la figura 2. La parte a la izquierda de la línea para la entrada de tubo con bordes agudos abarca boquillas de configuración interna desconocida. Salvo que se pueda examinar el interior de la boquilla, una suposición segura y conservadora es que es de borde agudo.

Flexibilidad en el diseño de tuberías de salida

Se debe tener en cuenta que los diversos tipos de válvulas de desahogo dan gran flexibilidad para resolver problemas de diseño de tuberías de salida. La respuesta de los tres tipos de válvulas a las condiciones en la entrada es similar, pero es diferente ante la contrapresión en la salida (Fig. 5). La contrapresión, ya sea superpuesta, por la presión existente en la tubería de descarga o acumulada (por la presión producida cuando desahoga la válvula) actuará en la parte superior del disco, aumentará la fuerza del resorte y aumentará la presión graduada.

Las válvulas convencionales son las más sensibles a la contrapresión; dado que A_B , superficie del disco expuesta a la contrapresión es casi igual que A_s , superficie expuesta a la presión de elevación, la contrapresión influye mucho en la presión graduada de la válvula. Por ello, las válvulas convencionales comunes se destinan para no más de 10 % de contrapresión. Las válvulas de fuelle equi-

librado (debido a que A_B es mucho menor que A_0 son menos sensibles a la contrapresión y tendrán funcionamiento satisfactorio hasta con 35 a 55 %. Las válvulas operadas por piloto tienen mínima influencia de la contrapresión porque, al no haber A_B , las limitaciones están basadas en la capacidad de la tubería de salida.

Sin embargo, las válvulas operadas por piloto son las más costosas (las convencionales son las más baratas), por lo que no se justifica su selección automática para evitar problemas con la contrapresión. En algunas válvulas convencionales, sobre todo cuando tienen presión graduada alta, el aumento de presión en el cuerpo es suficiente para hacer que no cumplan con los códigos. En estos casos, el diseñador está obligado a utilizar tubo de diámetro más grande, a rediseñar el sistema o a emplear válvula de fuelle balanceado o de piloto, según lo que resulte menos costoso.

Consideraciones adicionales

Selecciónese el orificio más pequeño posible en el cuerpo más grande posible. Algunas válvulas de desahogo (como la 1.5-D- o la 3-J-) permiten tuberías largas de entrada; otras (como la 4-P- o la 8-T-) no cumplirán con el código, si se montan en boquilla de entrada con borde agudo. Las tuberías de salida actúan en forma similar; pero, como se mencionó, el diseñador puede contrarrestarlo con la selección del tipo de válvula y factores de reducción. En general, cualquiera que sea el estilo de la válvula, una -L-6 o una -D-2 siempre permitirán más flexibilidad en la longitud de la tubería de salida que una -R-8 o una -P-6. Se debe a que la mayoría de los cuerpos estándar pueden recibir diversos tamaños de orificios (Fig. 1). Dado que el tamaño del orificio determina el caudal, entonces, para un caudal determinado, cuanto mayor sea el diámetro del tubo, menor será la pérdida de presión. Cuando se instala el orificio más pequeño posible en el cuerpo más grande posible, la combinación permitirá el empleo de tuberías largas de entrada y salida. En el caso opuesto, o sea, el del orificio más grande posible en el cuerpo más pequeño posible, hay poca tolerancia para tuberías largas de entrada y de salida.

Una buena regla empírica es que si el diseñador tiene esa opción, seleccione siempre la válvula con el orificio más pequeño en el cuerpo más grande.

En las tuberías de salida ocurre lo opuesto y el factor importante no es la presión absoluta, sino la caída de presión en la válvula. Cuanto mayor sea la expansión del gas, mayor será la pérdida de presión por pie de tubo. Una válvula que funciona a baja presión puede permitir aumentos en la longitud de la tubería de salida, pero no será así con una que trabaja a alta presión. Con presiones elevadas, el principal efecto en la pérdida de presión en la tubería de descarga es el de estrangulación de la velocidad sónica cuando se expande el gas en la válvula. Cuando se aproxima a la velocidad sónica, la pérdida de presión aumenta con gran rapidez y puede exceder del 10 % permitido para la presión graduada en las válvulas convencionales. En la práctica, una válvula de fuelle equilibrado u operada por piloto será mucho más útil a presiones altas, porque pueden trabajar con más contrapresión sin pérdida de capacidad.

Agradecimientos

El autor desea agradecer a Donald M. Papa, Ingeniero Senior de Producto de Anderson, Greenwood and Co., sus comentarios y sugerencias durante la preparación de este artículo.



El autor

Bruce A. Van Boskirk es Ingeniero Senior de Procesos en Velsicol Chemical Corp., Central Engineering, P.O. Box 1444, Nederland, TX 77627. Cuando escribió este artículo era gerente de proyectos en Matrix Engineering, Inc., y sus empleos anteriores fueron en B.F. Goodrich Chemical Div., Michigan Chemical Corp. y Dow Corning Corp. Su experiencia incluye trabajo de ingeniería de procesos y proyectos. Tiene título de ingeniero químico de Ohio State University. Es ingeniero registrado en Texas y Michigan y miembro de AIChE.

Discos de ruptura para gases y líquidos

V. Ganapathy, Bharat Heavy Electricals Ltd., India *

Los discos de ruptura se utilizan con frecuencia en las plantas de proceso para proteger los recipientes contra variaciones en la presión y para separar a las válvulas de seguridad y desahogo de los fluidos del proceso.+ Los códigos tienen reglas precisas para la instalación de los discos de ruptura y la mayoría de sus fabricantes garantizarán que su tamaño sea de acuerdo con las capacidades y condiciones de funcionamiento indicadas en la orden de compra o en la especificación.

Sin embargo, el ingeniero necesita, a menudo, conocer los tamaños mucho antes de recibir las cotizaciones de un fabricante, a fin de poder especificar boquillas para recipientes, tubería de la planta, etc. Los nomogramas siguientes serán útiles para calcular ese tamaño y se basan en las siguientes fórmulas convencionales: **

Para gases y vapores:

$$d = (W/146P)^{1/2}(1/Mw)^{1/4}$$

Para líquidos:

$$d = 0.236(Q)^{1/2}(Sp)^{1/4}/P^{1/4}$$

25 de octubre de 1976

*Bharat Heavy Electricals Ltd., Tiruchirapalli, 620014, India.
 **Véase Liptak, Bela G., "Instrument Engineers Handbook," Chilton Pub., p. 1006.

**Véase "Dispositivos para desahogo de presión", página 79 y siguientes de este libro.

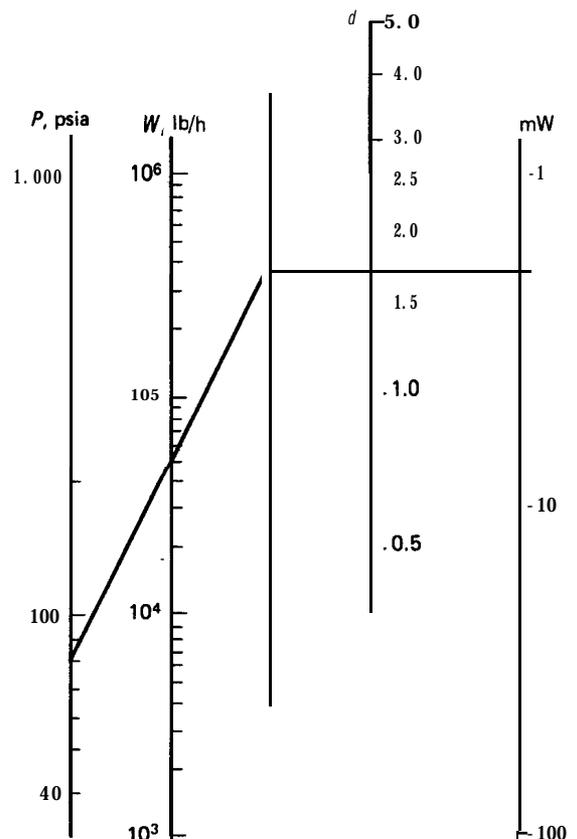


Fig. 1 Para gases y vapores

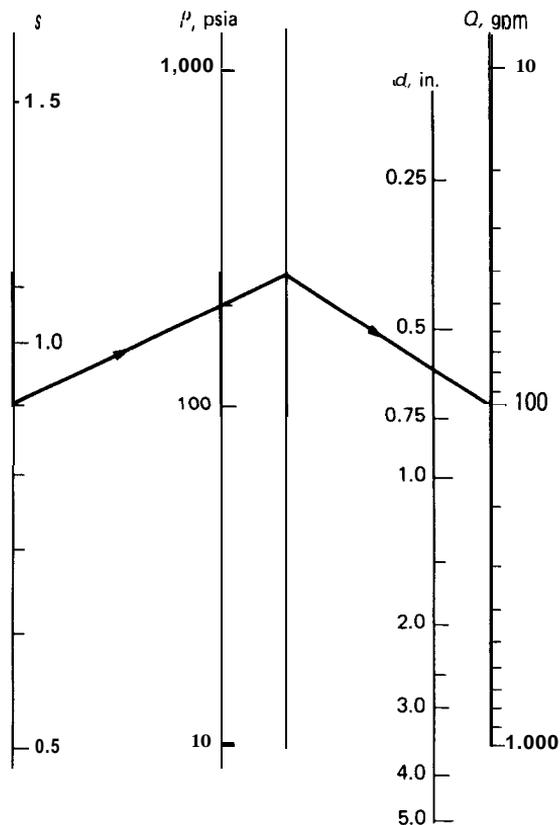


Fig. 2 Para líquidos

en donde: d = diámetro mínimo de disco de ruptura, in

w = capacidad de desahogo, lb/h

P = presión de desahogo, psia

Mw = peso molecular

Q = capacidad de desahogo, gpm

Sp = densidad relativa del líquido

Ejemplo: Hay que desahogar a la atmósfera 50 000 lb/h de hidrógeno que está a una presión de 80 psig. ¿Cuál es el diámetro del disco de ruptura requerido? Conéctese $P = 80$ en la figura 1 con $W = 50\ 000$ y alárguese la línea hasta su intersección con la línea de referencia. Conéctese esta intersección con $Mw = 2$ y lea 1.75 in en la escala d .

Ejemplo: 100 gpm de líquido con densidad relativa de 0.9 y 200 psig se deben descargar a la atmósfera. ¿Cuál es el diámetro del disco de ruptura requerido? En la figura 2, conéctese $Sp = 0.9$ con $P = 200$ y extiéndase la línea hasta la intersección en la línea 1. Conéctese esta intersección con $Q = 100$ y léase 0.625 in en la escala.

Discos de ruptura para baja presión de reventamiento*

Los discos de ruptura se utilizan con presiones de apenas 1 psig para proteger al personal y al equipo en una serie de procesos químicos.

Roy J. Zook, Zook Enterprises, Inc.

Los discos de ruptura de baja presión se emplean para proteger contra sobrepresiones en una amplia gama de equipos de presión y de vacío. También evitan la corrosión y obstrucción de las válvulas de desahogo y son un desahogo secundario de apoyo en tanques cerrados en caso de mal funcionamiento de las válvulas o de los respiraderos durante la carga o la descarga, o durante los cambios de presión debidos al calentamiento por el sol y al enfriamiento nocturno.

Por ejemplo, en un proceso de secamiento de polvos en que se elimina el cloruro de metileno disolvente, se utilizan discos de ruptura de 4 in de diámetro, con capacidad nominal de 5 psig, como protección primaria contra la sobrepresión. Otro ejemplo es un disco de 4 in de diámetro, con presión de ruptura de 15 psig, utilizado como protección primaria en la producción de fluido limpiador en seco. El disco está en un recipiente de sello de CCl_4 que se utiliza para desviar el fluido del proceso entre las etapas. El disco actúa también como neutralizador en caso de una purga súbita o reventón y la consecuente descarga del producto, que es muy ácido.

En este artículo, el término baja presión de reventamiento se aplica a presiones en la gama de 1 psig a 30 psig, pero en especial para presiones menores a 20 psig. En la figura 1 se indican las gamas de presión de los dispositivos protectores que incluyen respiraderos de conservación, válvulas de desahogo y discos de ruptura.

1^o de marzo de 1976

*Los datos presentados en este artículo se han tomado de los catálogos publicados por los fabricantes de discos de ruptura de metal y gráfico.

Factores que influyen en los discos de ruptura de baja presión

Cuando hay bajas presiones de ruptura, hay seis factores importantes por su efecto en la confiabilidad del disco, según sea el material de construcción. Tres de esos factores se deben a las membranas sumamente delgadas que se necesitan para bajas presiones. Esa delgadez aumenta su sensibilidad a la corrosión, la temperatura y la fatiga; los discos de grafito son la excepción porque no se alteran con la temperatura o la fatiga.

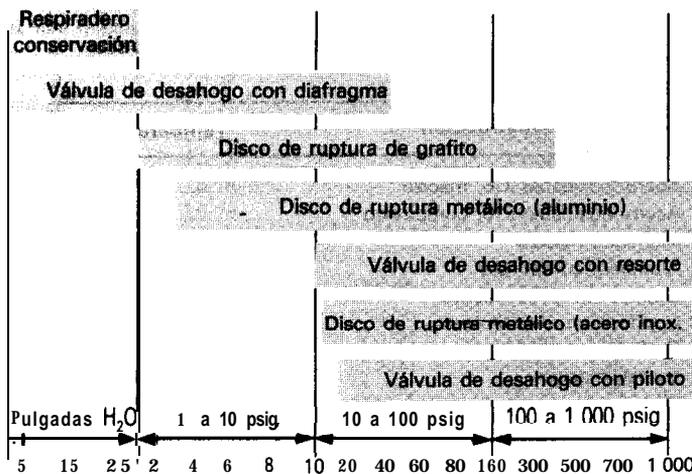


Fig. 1 Gamas típicas de algunos dispositivos protectores

Un cuarto factor que se debe considerar para los aspectos económicos del equipo y del proceso es la relación permisible entre la presión de funcionamiento y la especificación de ruptura (relación P/R) que, excepto para el grafito, se debe ampliar con presiones bajas para contrarrestar los efectos adicionales de la fatiga y el deslizamiento.

La quinta consideración es la exactitud decreciente de todos los discos de ruptura cuanto más baja sea su capacidad de presión. Asimismo, hay que considerar los aspectos económicos del diámetro de la tubería de descarga para bajas presiones, porque la capacidad de ruptura de todos los discos es la inversa del diámetro.

Materiales para discos de ruptura

Hay dos categorías principales de materiales para discos de ruptura de baja presión: grafito y metales, y pueden tener un revestimiento de plástico. En la figura 2 se ilustran los diseños básicos.

Los discos de grafito y los de grafito con revestimiento de fluorocarbonos son adaptables en particular para aplicaciones de baja presión por su resistencia a la corrosión, disponibilidad con baja especificación de ruptura con tolerancias precisas, insensibilidad de la capacidad de ruptura a la temperatura, no se fatiga ni tiene escurrimiento y la facilidad para especificarlo lo más cerca posible de la presión deseada. También ofrece duración indefinida en servicio, pues sólo son susceptibles a la corrosión en los pocos casos en que ocurre.

Si se tiene en cuenta la resistencia a la corrosión, los discos de ruptura macizos y de composición de metal se utilizan mucho para uso a altas temperaturas sin aislamiento, así como para la recuperación parcial del costo si son de metales preciosos. No obstante, si se utilizan discos metálicos, tienen las siguientes características: 1) la capacidad de ruptura varía inversamente con la temperatura; 2) la fatiga y escurrimiento del metal limitan su facilidad de funcionamiento y la duración en servicio; 3) para presiones bajas, las relaciones P/R se deben aumentar más allá del 70% que se suele recomendar;

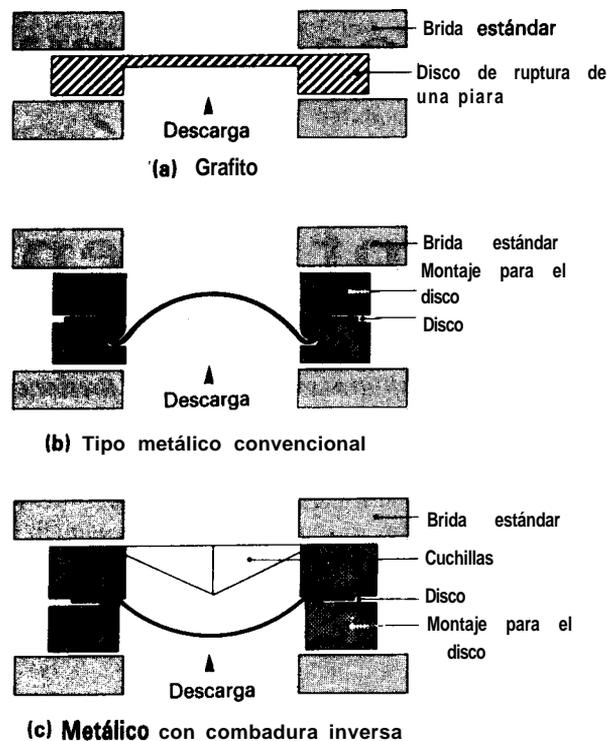


Fig. 2 Tipos básicos de discos de ruptura: **a)** grafito; **b)** metal convencional, cóncavo hacia el lado de presión; **c)** combadura inversa con membrana metálica convexa hacia el lado de presión

4) muchos metales no se pueden surtir para los tamaños deseados de la descarga con bajas presiones de reventamiento.

Revestimientos y películas de plásticos

Los revestimientos suelen ser muy porosos para impedir la corrosión del material base durante un tiempo largo. No se pueden recomendar para resistencia a la corrosión, en particular con bajas presiones, aunque pueden ser adecuados para evitar acumulación de material que podría variar la capacidad nominal de ruptura. Por contraste, los revestimientos de suficiente impermeabilidad en servicios corrosivos alteran la capacidad nominal a bajas presiones y siempre los debe aplicar el fabricante del disco. Para determinar la capacidad de los sistemas con dos materiales, se deben probar como una sola unidad para que el conjunto cumpla con los requisitos de los códigos.

No se acepta ninguna cantidad de corrosión en ningún disco de baja presión, hecho con cualquier material. Desde luego, cuanto más baja sea la capacidad de presión, más delgada debe ser la membrana y más crítica es la resistencia a la corrosión para la confiabilidad del funcionamiento. Cuando el material base no puede satisfacer un requisito de resistencia a la corrosión, los discos metálicos se pueden surtir con diversos revestimientos protectores que incluyen Kel-F, Teflón, vinilo, plomo, plata, oro y platino. Los discos de grafito están disponi-

Tabla I Límites típicos de alta temperatura para los discos

Material de construcción	Temperatura, °C
Acero inoxidable 316, macizo	480
Acero inoxidable 316, compuesto	540
Aluminio, macizo	120
Aluminio, compuesto	425
Grafito, sin revestimiento	170
Grafito, con revestimiento	200
Grafito, con aislamiento	340
Monel, macizo	425
Monel, compuesto	540
Plata, maciza	120
Plata, compuesta	426

Se pueden utilizar a temperaturas más altas si se circula líquido enfriador en el lado de descarga del disco

bles con revestimiento de fluorocarbono como barrera contra la corrosión cuando el material del proceso puede atacar la base de grafito.

Límites de temperatura

Se deben tener en cuenta los límites superior e inferior de temperatura del material del disco, pues esa temperatura y no la del proceso es la que determina si es adecuado. Los límites bajos no deben preocupar. Sin embargo, los discos de grafito y metal, con juntas adecuadas, pueden funcionar entre -200 y -250°C. Para los límites altos, cuando los discos están a cierta distancia de la fuente de calor, el espacio muerto en la tubería de descarga servirá como aislante.

Los discos metálicos sirven para altas temperaturas sin protección. Por ejemplo, se puede utilizar el Monel hasta 540°C. Los discos de grafito se utilizan con un aislante estándar para temperaturas mayores de 200°C y hasta de 340°C. En la tabla 1 aparece una guía de los límites de temperatura de diversos materiales para discos de ruptura.

En lo que toca a los discos de metal, las altas temperaturas de funcionamiento aumentan la tendencia del metal al escurrimiento, según sea el metal. Como resultado de ello, estos discos se deben especificar para temperaturas precisas de funcionamiento. El grafito no se escurre y es insensible a la temperatura dentro de sus límites de trabajo.

Una segunda consideración en el caso de los discos metálicos es cuando podrían ocurrir variaciones importantes en la temperatura de funcionamiento y con presiones bajas. La capacidad de ruptura de esos discos varía inversamente con la temperatura. Como resultado, un aumento de temperatura no puede, por sí solo, romper un disco metálico para baja presión aunque la presión del proceso no haya llegado a la especificada para el disco. Por ejemplo, un disco de aluminio de 4 in de diámetro especificado para ruptura a 10 psig y 22°C se romperá a 8.1 psig a 120°C, de acuerdo con las curvas publicadas para temperatura y reventamiento. En un servicio sensible a la temperatura, esto puede ser deseable.

Fatiga, escurrimiento y relación P/R

La fatiga y el escurrimiento alteran a la larga la capacidad de ruptura del disco porque reducen la resistencia original a la tracción de los materiales. Para contrarresto y lograr máxima duración, los discos convencionales para servicio normal se recomiendan para usarlos a presiones de funcionamiento que no excedan del 70% de la presión nominal del disco (relación O/B). Cuando no importa tanto la duración, se pueden tener relaciones P/R hasta del 89 %. Un disco metálico nuevo del tipo de combadura, inversa es mucho menos susceptible a los efectos de la fatiga; por ello tiene una relación P/R máxima recomendada de 90%.

Sin embargo, las membranas delgadas utilizadas para bajas presiones y para temperaturas altas, agravan los efectos de la fatiga y el escurrimiento. Por ello se recomienda un margen más amplio (relación P/R más baja)

Tabla II Tolerancias de tipos de discos de ruptura

Capacidad de ruptura ordenada, psig	Grafito	Combadura inversa	Convencional
Gama de diseño de manufactura, %			
1	Ninguna	NA *	NA *
2	"	"	"
3	"	"	+33, -33
4	"	"	+50, -25
5	"	"	+40, -20
6	"	"	+33, -17
7	"	"	+36, -21
8	"	"	+31, -19
9	"	"	+28, -17
10	"	Ninguna	+25, -15
11	"	"	+27, -18
12	"	"	+25, -17
13	"	"	+23, -15
14	"	"	+21, -14
15	"	"	+20, -13
20	"	"	+20, -10
25	"	"	+20, -12
30	"	"	+17, -10
50	"	"	+12, -8
100	"	"	+9, -5
Tolerancia para ruptura, %			
1	±75	NA *	NA *
2	±38	"	"
3	±25	"	±25
4	±19	"	±25
5	±15	"	±25
6	±13	"	±20
7	±11	"	±20
8	±9	"	±20
9	±8	"	±15
10	±8	±20	±15
11	±7	±18	±15
12	±6	±17	±15
13	±6	±15	±10
14	±5	±14	±10
15	±5	1113	±10
20	±5	±10	±7
25	±5	±8	±7
30	±5	±7	±5
50	±5	±4	±5
100	±5	±2	4 5
Tolerancia máxima para sobrepresión, psig			
1	±0.75	NA *	NA *
2	±0.75	"	"
3	±0.75	"	+1.74, -1.74
4	±0.75	"	+3.00, -2.00
5	±0.75	"	+3.25, -2.25
6	±0.75	"	+3.12, -2.22
7	±0.75	"	+3.92, -2.87
8	±0.75	"	+4.08, -3.12
9	±0.75	"	+3.87, -2.88
10	±0.75	±2.00	+4.00, -3.00
11	±0.75	±2.00	+4.62, -3.63
12	±0.75	±2.00	+4.80, -3.84
13	±0.75	±2.00	+4.29, -3.25
14	±0.75	±12.00	+4.34, -3.36
15	±0.75	±2.00	+4.50, -3.45
20	±1.00	±2.00	+5.40, -3.40
25	±1.25	±2.00	+6.75, -4.75
30	±1.50	±2.00	+6.00, -4.50
50	±2.50	±2.00	+8.50, -6.50
100	±5.00	±2.00	+14.00, -10.00

*No disponible

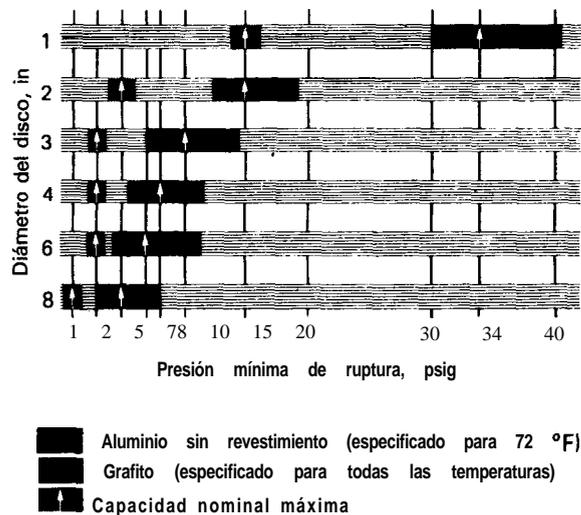


Fig. 3 Exactitud del disco con mínima presión de ruptura

entre la presión de funcionamiento y la de ruptura. Debido a la fatiga y escurrimiento del metal se debe tener un estricto programa de reemplazo de los discos metálicos, en especial cuando se utilizan para baja presión.

La fatiga o el escurrimiento no influyen en el grafito, ya sea con temperaturas altas o especificación nominal baja para ruptura. Estos discos se pueden utilizar con capacidad de presión lo más cercana a la presión de funcionamiento que concuerde con los requisitos de los códigos que limitan la capacidad de ruptura a la presión de diseño del equipo.*

Cuando se va llegando a los límites de reventamiento a baja presión, se reduce la exactitud de todos los materiales de discos como porcentaje de la presión especificada de ruptura. Según sean el material, diseño y fabricante del disco, se puede utilizar una tolerancia de gama de diseño y manufactura (GDM) además de una tolerancia en la especificación para ruptura. Sólo los discos metálicos de combadura inversa y los de grafito son estándar para todas las capacidades sin tolerancia GDM. Cuando no se utiliza la GDM, las especificaciones en la placa de identificación deben ser idénticas a las ordenadas. Esto da más exactitud y mejor control, en especial para bajas presiones.

Cuando se utiliza una GDM, podría ocasionar dos situaciones indeseables debidas a los procedimientos que se emplean para la compra de válvulas.

1. Si se ordena un disco para la presión de diseño del equipo, quizá no cumpla con los códigos que dicen "los discos de ruptura se deben especificar para que revienten a una presión que no exceda de la presión máxima permisible de trabajo del recipiente" (UGD-133d). Por ejemplo, la tolerancia GDM para aluminio es + 40% y -20% a 5 psig; de +25% y -15% a 10 psig; + 20% y - 13% a 15 psig; + 20% y - 10% a 20 psig.

*Código ASME UG-133d, Div. I, Sección 8.

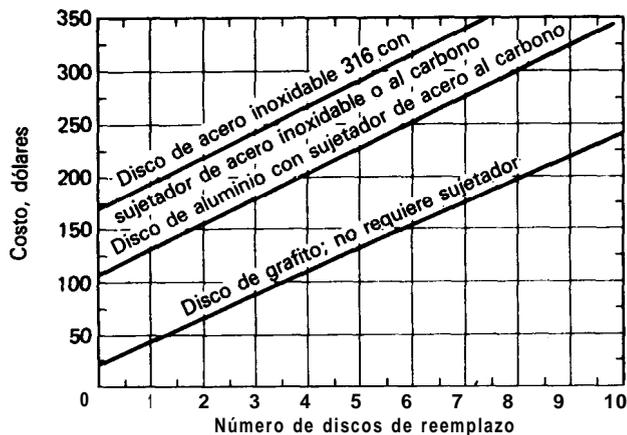


Fig. 4 Comparación de costos de discos de ruptura, en la fecha de publicación, para unidades sencillas para discos de 4 in de diámetro destinados para bridas de 150 lb. Otros diámetros comunes son comparables

Tabla III Capacidades mínimas de ruptura disponibles, psig

Material	Diámetro in							
	2	1.5	2	3	4	6	8	20
Acero inoxidable 316	320	210	120	90	68	51	40	16
Aluminio	34	23	15	10	8	7	5	3
Grafito	15	5	5	3	3	3	1	1
Monel	175	115	67	49	37	28	22	9
Plata	90	56	34	25	19	14	11	—
Cada fabricante puede especificar	mínimos más altos							

En cada caso es preferible una especificación más alta en la placa de identificación que la nominal ordenada porque la tolerancia GDM es alrededor del doble de grande en el lado alto que en el bajo. Si se ordena un disco para la presión de diseño del equipo y sin instrucciones especiales, hay una posibilidad razonable de que la capacidad de presión sea más que la permitida por el código, en especial a bajas presiones.

2. Hacer el nuevo pedido de discos de baja presión con la capacidad de la placa del disco usado es la segunda forma de recibir una capacidad mayor que la deseada según la placa de identificación. Por ejemplo, si se pide un disco de aluminio para 5 psig, cabe suponer que se empleará la mitad del lado alto de la tolerancia GDM de + 40% y - 20%. Por ello, el disco vendría con una especificación de fábrica para 6 psig. Si se vuelve a pedir el mismo disco aunque para 6 psig, con la mitad de la tolerancia GDM de + 40% para el lado alto, el nuevo disco sería para 7.2 psig. Si se hace unas cuantas veces, podrá haber aplicación incorrecta.

La tolerancia normal de especificación de ruptura también se vuelve menos exacta como porcentaje de la especificación en la placa de identificación conforme se aproximan a los límites de baja presión. En la tabla II se comparan las exactitudes de discos representativos, con porcentajes separados para tolerancias de GDM y de re-

ventamiento. Después, se suman estas dos tolerancias para indicar la tolerancia máxima para sobrepresión en psig con la capacidad del disco ordenado. Por ejemplo, la tolerancia máxima para sobrepresión de un disco para 10 psig, sería de + 4, -3 psig para metal macizo convencional, de ± 2 psig para metal con combadura inversa y de 10.75 psig para el grafito.

Capacidades mínimas y tolerancias por diámetro

La capacidad mínima para ruptura o reventamiento son función del diámetro en todos los materiales. En la tabla III se muestran algunas de las más bajas capacidades de ruptura, típicas, disponibles con los diámetros estándar. Si el diámetro de la tubería de descarga es muy pequeño para la capacidad baja deseada, entonces se puede seleccionar un material alternativo de ese diámetro o se puede utilizar un disco de diámetro más grande y del material preferido. El grafito ofrece la mínima capacidad posible y el aluminio está en segundo lugar.

Con estas capacidades mínimas, las tolerancias son máximas. Para ilustrarlo, en la figura 3 aparece una comparación de aluminio con el grafito con el supuesto de las tolerancias permisibles para ambos materiales, tomadas de la tabla II.

Conclusiones

Cuando se utilizan discos de ruptura de baja capacidad, se deben tener en cuenta varios factores, según sea

el material seleccionado: 1) tolerancia de GDM; 2) tolerancia en la especificación de ruptura; 3) límites de temperatura del material; 4) efectos de la temperatura en la especificación para ruptura; 5) relación entre la presión de funcionamiento y reventamiento (relación P/R); 6) características de fatiga y escurrimiento del material de construcción; 7) corrosión.

Cuando se van a utilizar metales, hay que estudiar con cuidado los factores antes enumerados. Sin embargo, el grafito sólo está sujeto a: 1) tolerancia en la capacidad de ruptura, 2) límites de temperatura del material y 3) corrosión.

El autor



Roy J. Zook es el presidente de Zook Enterprises, Inc., 8309 Washington St., Chagrin Falls, OH 44020. Cuando se perfeccionó el equipo para procesamiento de grafito impermeable en Union Carbide Corp., participó en el diseño y aplicación. Como fundador y presidente de Falls Industries, Inc., que producen grafito y equipo para su procesamiento, fue parte del grupo que perfeccionó los discos de ruptura de grafito. Ahora se dedica a mejorar las técnicas de fabricación de

discos de ruptura de grafito y nuevos diseños para aplicaciones más amplias. Se graduó como ingeniero mecánico en Ohio State University.

Sección III

Válvulas de control

Generalidades

Válvulas de control en plantas de proceso
Válvulas de control

Selección de válvulas de control de flujo de líquidos
Instalación, mantenimiento y detección de fallas en válvulas de control
Válvulas de control en sistemas optimizados
Válvula de control o bomba de velocidad variable
Mejoramiento del funcionamiento de las válvulas de control en la tubería

Control del ruido

Ruido de las válvulas de control: causas y corrección
Válvulas especiales de control que reducen el ruido y la vibración

Dimensionamiento y estimación

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapores
Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para líquidos
Predicción del flujo en válvulas de control
Estimación de la caída de presión en las válvulas de control de líquidos

Válvulas de control en plantas de proceso

Para el funcionamiento correcto en cualquier sistema de tuberías, se presentan las relaciones de diseño, fórmulas para determinar el tamaño y procedimientos de instalación para selección y uso de válvulas de control para fluidos.

Las válvulas de control son el regulador básico en cualquier proceso en que se manejen corrientes de fluidos. Por ello, hay que conocer a fondo los diferentes tipos de estas válvulas y sus características de flujo. Esto permite satisfacer las condiciones del proceso y tener la instalación correcta en el sistema para fluidos.

Tipos principales de válvulas de control

En las siguientes descripciones breves sólo se dan las características generales de cada válvula de control. Para información completa de una válvula específica, hay que consultar las publicaciones de los fabricantes.

Un grupo principal de válvulas de control es semejante a la válvula de globo (Fig. 1). Se emplea un actuador en lugar de un volante para mover el vástago y el macho para abrir y cerrar la válvula. El actuador usual es neumático con una cubierta que tiene un diafragma que la divide en dos compartimientos. El diafragma y el vástago conectado con él están en posición equilibrada por un resorte en un lado y el aire a presión en el otro. En control de flujo, la presión del aire cambia como respuesta a una señal proveniente de la medición de la presión diferencial en un orificio u otro aparato detector de flujo.

La válvula de control de un solo orificio (Fig. 1) se utiliza cuando se necesita cierre hermético además del control de flujo. La válvula de control de orificio doble (Fig. 1) tiene dos anillos de asiento y dos machos en un vástago común. Es de mayor capacidad que una con asiento sencillo del mismo tamaño. Con anillos de asiento duros y altas temperaturas la válvula de asiento doble no pro-

duce cierre hermético. Los accesorios (Fig. 2) permiten diversas funciones y condiciones de funcionamiento.

En los últimos años, un segundo grupo de válvulas de control ha logrado gran aceptación. En ellos, el actuador hace girar una mariposa, macho o disco en torno a su eje (Fig. 3). En igualdad de tamaño estas válvulas tienen mayores capacidades y menor resistencia al flujo que las de macho configurado. En general, las válvulas de control con ejes giratorios son adecuados para muchas aplicaciones de control de flujo.

Características de los machos de las válvulas

El macho de la válvula puede ser de disco, configurado macizo o con orificios. Las características de control de flujo dependen de la configuración o cavidades en el macho. Los tres tipos básicos de macho y sus características de flujo son:

■ **Apertura rápida:** Para cierre o apertura totales se utilizan machos de disco sencillo (para altas temperaturas) o disco doble (para bajas temperaturas). El macho de disco tiene flujo lineal y movimiento corto del vástago.

■ **Flujo lineal:** Un macho tiene flujo lineal cuando el caudal que pasa por la válvula es proporcional a la elevación.

■ **Porcentaje igual:** Un macho es de porcentaje igual si, en cualquier posición, ocurre el mismo porcentaje de cambio en el caudal con la misma cantidad de movimiento del macho. El porcentaje de cambio está relacionado con el caudal justo antes de mover el macho (Fig. 4).

Las características de la mayor parte de los machos son casi iguales o intermedias a las descritas. Los fabricantes

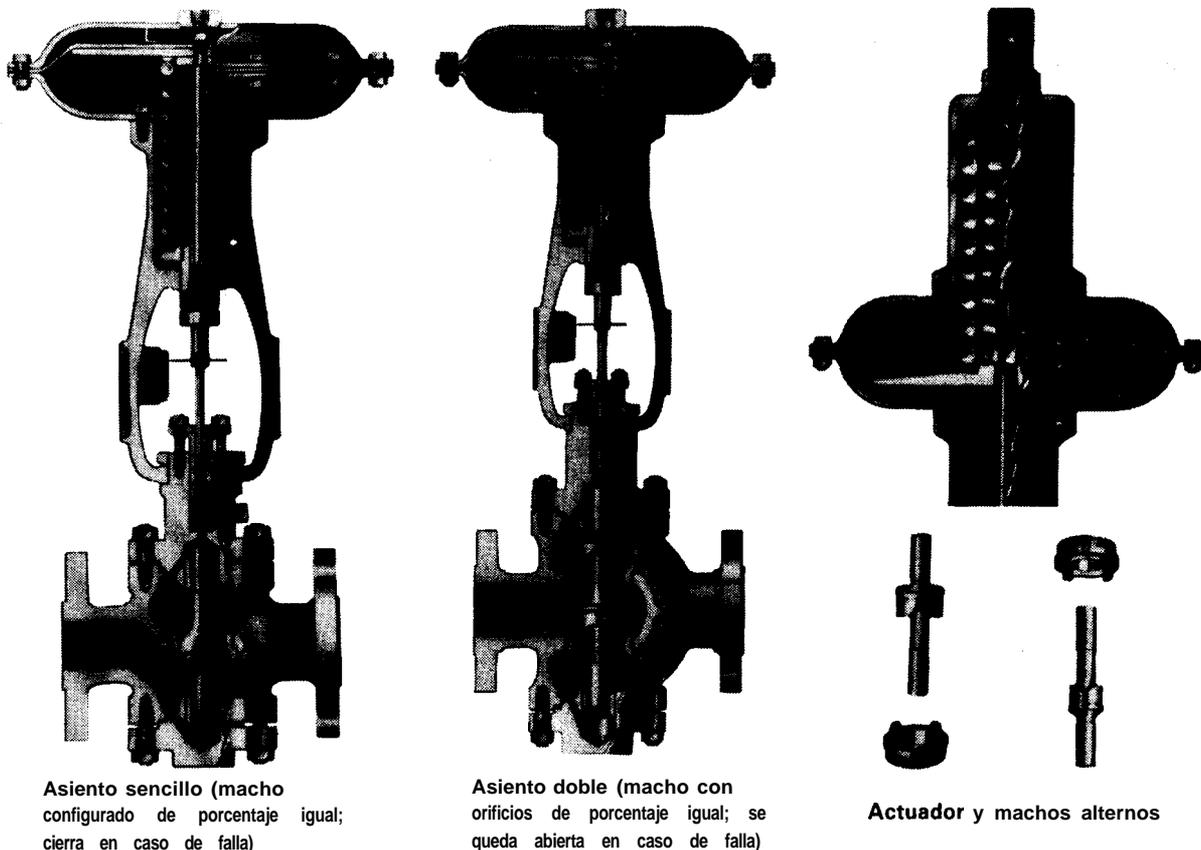


Fig. 1 Las **válvulas** da control puedan manejar muchos tipos da fluidos da proceso y funcionan con aire en respuesta a una **señal** del proceso

suministran diagramas semejantes al de la figura 4 para cada válvula.

Para control del nivel de un líquido se suele especificar un macho de flujo lineal. El de porcentaje igual se utiliza para control de presión o de flujo o sólo cuando se dispone de un pequeño porcentaje de la presión diferencial total o cuando varía mucho la caída de presión en la válvula de control.

La característica de flujo parabólico modificado queda entre las de flujo lineal y la de igual porcentaje. El tipo de macho, por lo general en forma de V, se emplea cuando se puede controlar la mayor parte de la caída de presión del sistema.

Los actuadores (llamados también operadores y “posicionadores”) levantan al vástago y al macho del asiento o mueven al macho en el cilindro del asiento. Las válvulas de mariposa o de bola tienen actuadores de montaje lateral porque el vástago del actuador hace girar el eje de la válvula. El varillaje entre el vástago del actuador y el eje de la válvula puede influir en las características del macho.

La cubierta o cuerpo de la válvula y el yugo del operador son piezas separadas. Por ello, después de instalar una válvula, se puede girar el actuador alrededor del vástago o del eje de la válvula, con relación al cuerpo. Esto permite colocar el actuador en una posición conveniente para tener acceso al mecanismo de la válvula.

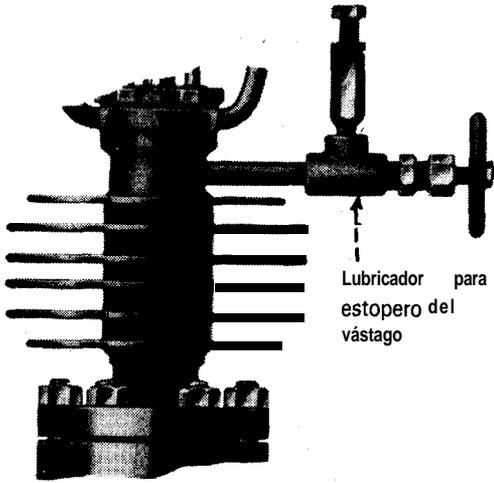
También hay actuadores hidráulicos, mecánicos y de pistón.

Requisitos de seguridad

Cuando no hay aire a presión en el actuador neumático, la válvula puede estar cerrada o abierta. Estas posiciones alternadas se logran al invertir el anillo de asiento y el macho o al invertir la posición del resorte del actuador de debajo a encima del diafragma (Fig. 1).

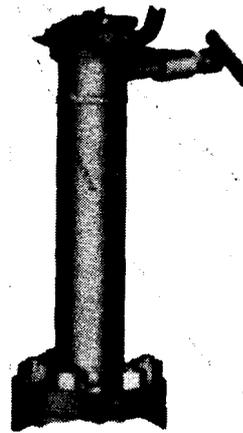
Una preocupación del diseñador es seleccionar válvulas con protección contra fallas, si hay problemas con el aire para instrumentos. En principio, una válvula falla sin peligro si la temperatura y presión del proceso no aumentan una vez que dejó de funcionar la válvula.

Por ejemplo, las válvulas de control del combustible para los quemadores de caldera deben cerrar en caso de falla. Al mismo tiempo, la alimentación a los tubos de la caldera (en la mayor parte de los casos) debe quedar abierta para evitar sobrecalentamiento de los tubos del hogar. La válvula de control de alimentación para columnas de fraccionamiento suelen cerrar en caso de falla. Las de suministro de vapor al rehervidor se cierra. Las válvulas de salida del tambor de reflujo y las de descarga de la bomba de reflujo se deben quedar abiertas. Las válvulas de control en tuberías con flujo mínimo en los tubos de descarga de bombas centrífugas, tubos de

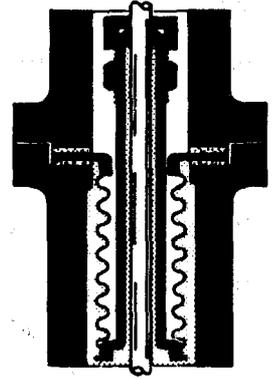


Bonete con aletas
(Para temperaturas mayores de 400°F)

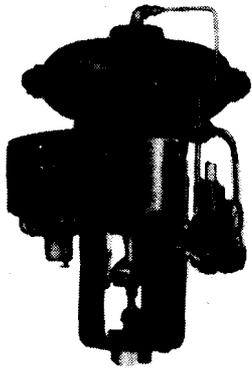
Lubricador para estopero del vástago



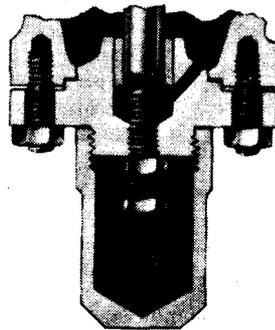
Bonete de extensión
(Para temperaturas criogénicas)



Bonete de fuelle
(Sella entre la válvula y prensaestopos en servicio con productos tóxicos)



Actuador neumático
(O transmisor)



Tope de límite
(Rest movimiento del vástago)

Montado en el cuerpo



Volantes
(Para operación manual al arranque o si hay falla de aire)

Montaje lateral

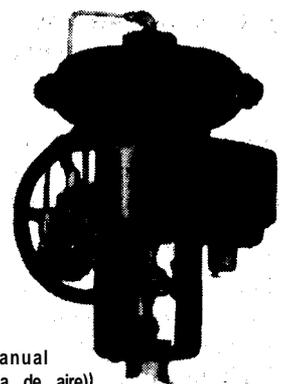


Fig. 2 Los accesorios aumentan la utilidad de las **válvulas** de control en situaciones extremosas e inusitadas

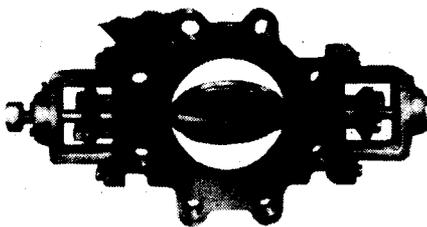
derivación de compresores y tubos de derivación de máquinas alternativas se quedan abiertas en caso de falla.

Los reactores se protegen en condiciones controladas y la válvula de control de alimentación suele cerrar cuando falla. Por lo general, el diseñador de un sistema debe consultar con los ingenieros de proceso, de instrumentos y de equipo para decidir las posiciones de falla sin peligro de las válvulas de control a fin de tener los procedimientos correctos para cierre y corte.

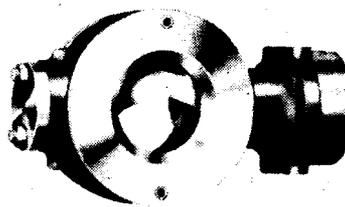
Coefficientes de capacidad de válvulas

El *coeficiente, C_v, de flujo* en la válvula depende de las dimensiones internas y de la tersura de las superficies de la válvula. Las pruebas de los fabricantes, con agua o aire con una diferencia predeterminada de presión establecen los valores de C_v. Los fabricantes dan la siguiente definición:

$$C_v = Q(\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P})$$



Válvula de mariposa



Válvula de bola



Válvula Camflex

Fig. 3 El actuador rotatorio mueve la mariposa, macho o disco

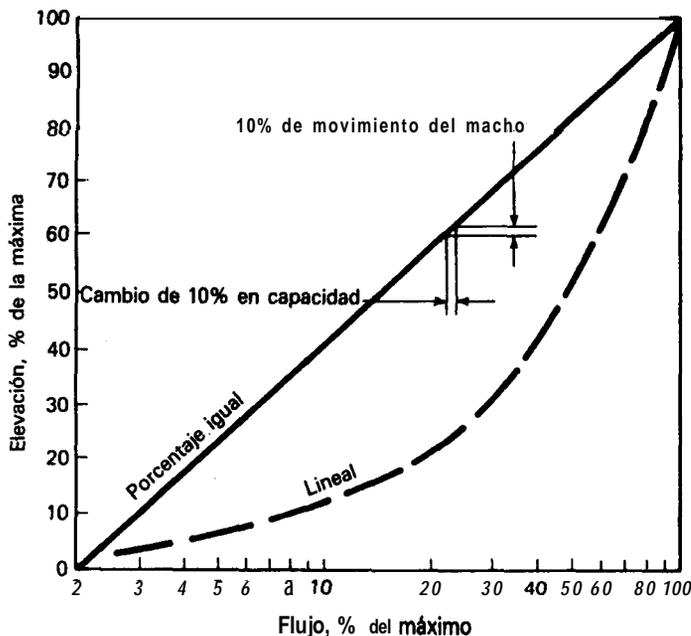


Fig. 4 Características de flujo de machos con orificios o configurados

C_v es un índice de capacidad que señala el caudal de agua a 60 °F, en gpm, que pasarán por la válvula totalmente abierta con una diferencia de presión de 1 psi entre las bridas de entrada y salida. Como está claro, si $S = 1$ y $\Delta P = 1$ psi, entonces, $C_v = Q$.

Los índices de capacidad de las válvulas de mariposa se dan en dos posiciones de estrangulación, además de la de apertura total.

En la tabla 1 se presentan los coeficientes para válvulas de control con asiento sencillo o-doble.

Coficiente C_{vc} calculado de flujo. Al determinar el tamaño de las válvulas de control, se calcula un coeficiente de flujo con un caudal normal en gpm, con

$$C_{vc} = Q(\sqrt{S} / \sqrt{\Delta P})$$

Entonces, se selecciona una válvula cuyo índice de capacidad, C_{vs} , es mayor que C_{vc} . Para un buen intervalo de control, el índice de capacidad debe ser de 1.25 a 2 veces mayor que el coeficiente calculado de flujo, o sea:

$$C_{vs} / C_{vc} = 0.5 \text{ a } 0.8$$

Ésta es una gama óptima para machos lineales y configurados para porcentaje. Algunas válvulas tienen una gama óptima más amplia. Todas las válvulas funcionarán por abajo y por arriba de estas relaciones C_{vs}/C_{vc} , pero el macho está más cerca de las posiciones de apertura o de cierre total. En estas condiciones, se pierde la importante ventaja de tener más facilidad en la gama de capacidad de flujo controlable y esto puede limitar las operaciones del proceso.

Las altas velocidades en el orificio de la válvula pueden gastar el macho y el asiento, en especial si la temperatura también es alta o se trata de un fluido abrasivo.

Notación

C_f	Factor de flujo crítico para válvulas del tamaño del tubo
C_{fr}	Factor de flujo crítico para válvulas entre reductores de tubo
C_i	Coficiente de capacidad de válvula de control abierta del todo
C_{vc}	Coficiente calculado para válvula de control
D/d	Relación entre el diámetro mayor y el diámetro menor del tubo
E	Factor de expansión, ρ_{60}/ρ
k	Relaciones de calores específicos
M	Peso molecular
P	Presión absoluta, psia
P'	Presión absoluta, psia
P_c	Presión crítica, psia
ΔP	Presión diferencial, psi
P_v	Presión de vapor del líquido a temperatura de flujo, psi
Q	Volumen de flujo, gpm
R	Factor de corrección para válvulas de control entre reductores de tubo
S	Densidad relativa del líquido, ρ/ρ_{60}
S_{60}	Densidad relativa del líquido a 60°F
T	Temperatura absoluta, °R
v_s	Velocidad sónica, ft/s
W	Peso por volumen de flujo, lb/h
μ	Viscosidad, centipoises
ρ	Densidad del fluido en condiciones de flujo, lb/ft ³
ρ_{60}	Densidad del fluido a 60°F, lb/ft ³
ρ_{60H_2O}	Densidad del agua a 60°F, 62.37 lb/ft ³
Subíndices	
1	Condición corriente arriba
2	Condición corriente abajo

Factor, C_p , de flujo crítico. El gradiente de presión en una válvula de control se ilustra en la figura 5. Para los líquidos el flujo se puede considerar subcrítico si la presión de vapor del líquido no es más alta que el punto de mínima presión en la válvula. (La presión de vapor es la presión a la cual se empieza a vaporizar un líquido a su temperatura de flujo. Las tablas de las propiedades termodinámicas de los líquidos indican las correspondientes presiones y temperaturas de líquido saturado.)

Si la presión de vapor está entre las gamas A y B (Fig. 5), ocurrirán vaporización o **cavitación** en la válvula de control. Si la presión de vapor está cerca de la presión P_2 de corriente abajo, se puede sospechar que hay **cavitación**; ésta puede producir desgaste rápido del macho y asiento, así como vibración y ruido. Si la presión de vapor se encuentra entre las presiones P_1 de corriente arriba y P_2 de corriente abajo, puede ocurrir vaporización. En este caso habrá flujo de doble fase en la tubería después de la válvula de control. Si la presión de vapor es mayor que la presión P_1 de entrada, la válvula tiene flujo en dos fases y habrá que tener en cuenta la vaporización adicional en la válvula. Para esta condición, el diámetro del tubo de corriente abajo será mayor que el de corriente arriba.

Los criterios para los flujos subcríticos y críticos de los líquidos son:

$$\Delta P < C_v^2(\Delta P_s) \tag{1}$$

$$\Delta P \geq C_v^2(\Delta P_s) \tag{2}$$

en donde: $\Delta P_s \approx P_c - (0.96 \sim 0.28 \sqrt{P_1/P_c})P_c$ (3)

y P_c es la presión crítica, psia.

Para sencillez: $\Delta P_s = P_1 - P_c$, siempre y cuando $P_c < 0.5P_1$.

La fórmula para determinar el tamaño con flujo crítico es:

$$C_{vr} = (Q/C_f)(\sqrt{S}/\sqrt{\Delta P_s}) \tag{4}$$

Se utilizará una versión simplificada de la ecuación (4) más adelante en este artículo.

Un ejemplo de flujo subcrítico es el que ocurre en una válvula de control en la tubería de descarga de una bomba centrífuga. El flujo crítico puede ocurrir en una válvula cuando el líquido corriente arriba está cerca del punto de ebullición.

Para los gases, se supone que hay flujo crítico cuando la velocidad del gas se aproxima a la del sonido o sónica:

$$v_s = 68 \sqrt{k(P'/\rho)}, \text{ ft/s} \tag{5}$$

Se debe evitar la velocidad sónica porque puede ocasionar ruido y vibración.

Los criterios para flujos subcríticos y críticos de los gases son:

$$\Delta P < 0.5C_v^2P_1 \tag{6}$$

$$\Delta P \geq 0.5C_v^2P_1 \tag{7}$$

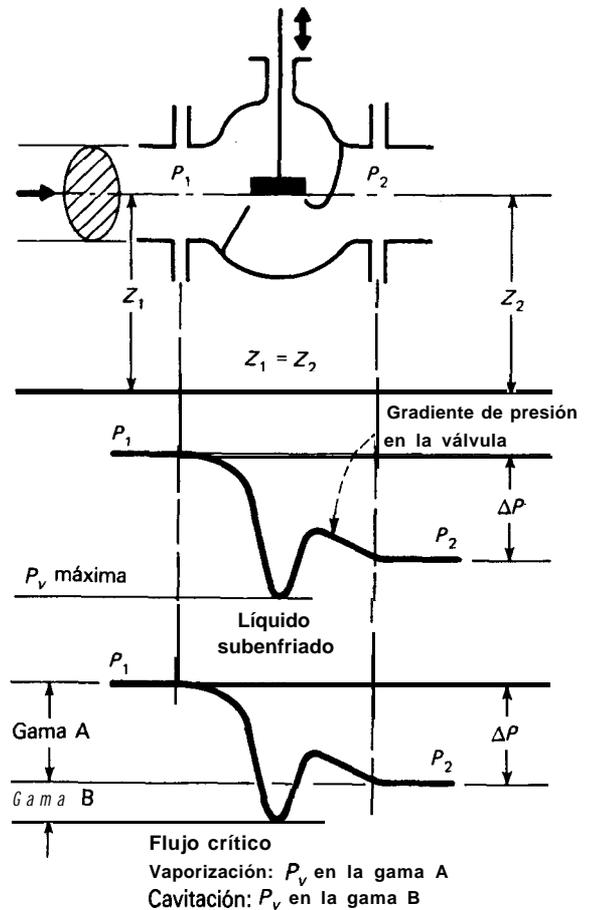


Fig. 5 Presiones durante el paso de líquido en una válvula de control

El flujo crítico se puede evitar con la reducción de la caída de presión en la válvula, con el cambio de lugar de la válvula en la tubería o con la selección de una válvula con valor C, más alto.

El factor C, para flujo crítico es un número sin dimensiones que depende del tipo de válvula.⁶ C, es la relación entre el coeficiente de la válvula de control en condiciones críticas y el coeficiente de flujo publicado por los fabricantes.

Válvula entre reductores de tubo. Se reduce ligeramente la capacidad de flujo en una válvula de control colocada entre reductores de tubo. Con flujo subcrítico, esto se tiene en cuenta con un factor R de corrección. Con flujo crítico, el factor de corrección es C_{fp} , que sustituye a C, en los cálculos. R y C_{fp} también dependen de la relación entre el tamaño de la tubería y el de la válvula. C_{fp} , C_{fv} y R tienen valores menores de 1. Los valores numéricos para las válvulas de la figura 1 aparecen en la tabla II.

Ahora se hará un resumen de algunas de las fórmulas para determinar el tamaño de válvulas de control en servicio con líquidos y gas en diferentes condiciones de flujo.

Servicio con líquidos

Flujo subcrítico. Para un líquido a temperatura mucho menor a la de saturación que circula en la zona turbulenta y que tiene viscosidad cercana a la del agua, y los

Tabla I Coeficientes de flujo para válvulas de control

Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C _v	
	Asiento sencillo*	Asiento doble*
3/4	—	8
1	9	12
1 1/4	14	18
1 1/2	21	28
2	36	48
2 1/2	54	72
3	75	110
4	124	195
6	270	450
8	480	750
10	750	1 160
12	1 080	1 620
14	1 470	2 000
16	1 920	2 560

*Estos valores se obtuvieron para válvulas de macho Masoneilan serie 10 000 (de igual porcentaje o de orificio en V) con guarnición para plena capacidad, pero también se aplica a las válvulas similares de otros fabricantes.²

tamaños del tubo y la válvula de control son idénticos, el coeficiente calculado para la válvula de control es:

$$C_{vc} = Q \sqrt{S} / \sqrt{\Delta P} \tag{8}$$

en donde la densidad relativa S y el volumen de flujo Q , gpm, se toman a la temperatura de flujo y $\Delta P = P_1 - P_2$.

Para caída mínima de presión con el macho abierto del todo, C_i sustituye a C_v :

$$\Delta P_{(min)} = (Q/C_v)^2 S, \text{ psi} \tag{9}$$

Si lo que interesa es la caída de presión con una posición seleccionada del macho entre $C_{ic}/C_i = 0.5$ a 0.8 , una expresión adecuada es:

$$\Delta P = \left[\frac{Q}{(C_{vc}/C_v) C_i} \right]^2 S, \text{ psi} \tag{10}$$

en donde C_v se toma del catálogo del fabricante y C_{ic}/C_i es la posición seleccionada del macho. (Los métodos de las ecuaciones [9] y [10] también se pueden adaptar para el flujo de vapores.)

El coeficiente calculado de flujo para flujo laminar o viscoso es:

$$C_{vc} = 0.072 \sqrt{(\mu Q / \Delta P)^2} \tag{11}$$

Flujo crítico. Si la válvula y la tubería son del mismo tamaño, el coeficiente simplificado para la válvula de control se vuelve:

$$C_{vc} = (Q/C_v) (\sqrt{S} / \sqrt{P_1 - P_v}) \tag{12}$$

siempre y cuando $P_v \leq OSP$.

Servicio con gas, vapor de agua y vapores

El coeficiente calculado de la válvula de control para flujo subcrítico será

$$C_{vc} = \frac{W}{11.65 \sqrt{\Delta P (P_1 + P_2) \rho_1}} \tag{13}$$

en donde $\Delta P = P_1 - P_2$ siempre y cuando $\Delta P < 0.5 C_{f1}^2 P_1$.

Para flujo crítico cuando $\Delta P \geq 0.5 C_{f1}^2 P_1$:

$$C_{vc} = \frac{W}{10.13 C_{f1} P_1 \sqrt{\rho_1}} \tag{14}$$

Si la válvula se encuentra entre reductores de tubo, multiplíquese el lado derecho de las ecuaciones (8), (11) y (13) por $(1/R)$ y las ecuaciones (9) y (10) por $(1/R^2)$. Sustitúyase C , por C_v , en las ecuaciones (12) y (14).

Se pueden pasar por alto estas correcciones si la capacidad de la válvula de control seleccionada con flujo normal da una relación de coeficiente C_{vc}/C_i que quede dentro de 0.5 a 0.8 . La posición de funcionamiento del macho de la válvula quizá no sea idéntica a la calculada, pero esto no cambiará el tamaño de la válvula o el tubo. Además, al determinar el tamaño de válvulas para flujo crítico, hay que comprobar que el macho no funcionará cerca de su asiento.

Flujo en dos fases

Para líquidos bien mezclados y gases inertes en flujo turbulento sin vaporización adicional, se aplica la fórmula siguiente:

$$C_{vc} = \frac{W}{44.8 \sqrt{\Delta P (\rho_1 + \rho_2)}} \tag{15}$$

en donde ρ_1 y ρ_2 son las densidades, corriente arriba y corriente abajo, de las dos fases.

Cuando entra líquido saturado a la válvula (es decir, $P_v = P_i$) o bien líquido saturado y sus vapores saturados en forma concurrente (es decir, $P_v > P_1$), se puede suponer que habrá vaporización adicional dentro de la válvula. Para esta condición:

$$C_{vc} = \frac{W}{63.3 \sqrt{\Delta P \rho_1}} \tag{16}$$

en donde la máxima $\Delta P = 0.5 C_{f1}^2 P_1$.

Ejemplos de los cálculos

Determinese el tamaño de las válvulas de control para manejar un flujo de 113 000 lb/h (348 gpm) de amonía-

Tabla II Factores de corrección para coeficiente de flujo de válvulas de control

Condición	Factor	Asiento sencillo*		Asiento doble*	
		Porcentaje igual	Orif. en V	Porcentaje igual	Orif. en V
Flujo crítico Válvula del tamaño del tubo	C_f	0.98' o 0.85'	0.98	0.90	0.98
Flujo crítico (Válvula de control entre reductores de tubo)	C_{fr}	0.86	0.94	0.86	0.94
Flujo subcrítico, $D/d = 1.5$ Flujo subcrítico $D/d = 2$ (Válvula de control entre reductores de tubo)	R R		0.96 0.94		

*Estos valores se obtuvieron para válvulas de macho Masoneilan serie 10 000 con guarnición para plana capacidad, pero también se aplican a las de otros fabricantes'

+ Factor para iniciar flujo

‡ Factor para cortar flujo

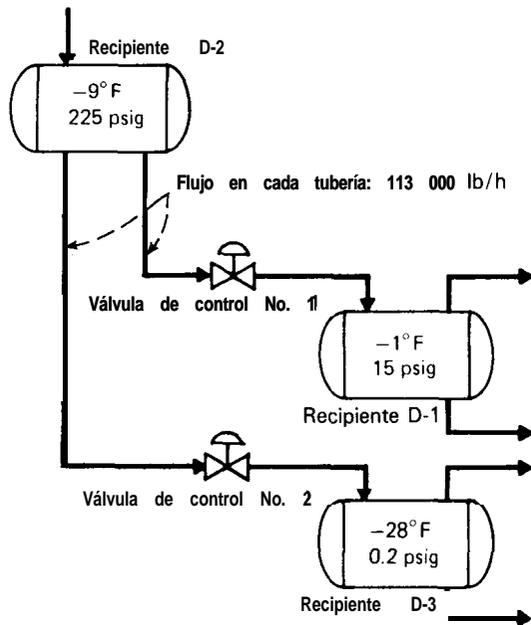


Fig. 6 Relaciones de flujo para determinar el tamaño de válvulas de control

co líquido en cada uno de los dos tubos indicados en forma esquemática en la figura 6. Los tres recipientes están colocados lado con lado, es decir, a la misma elevación. Los datos de las propiedades físicas del amoníaco son: $S_{60} = 0.615$, $E = 0.92$ y $M = 17$. Por tanto, $S = 0.615 \times 0.92 = 0.566$. La presión y la temperatura en cada recipiente y las propiedades termodinámicas correspondientes son:

Recipiente	D-1	D-2	D-3
Temperatura, °F	-1	-9	-28
Presión, psig	15	225	0.2
Contenido de calor, btu/lb	41.8	33.2	12.8
Calor latente, btu/lb	569.6	575.6	589.3

Válvula de control No. 1. Cuando el amoníaco líquido circula del recipiente D-2 al D-1, aumenta su contenido de calor y se subenfía el líquido en la tubería después de la válvula de control. (El tamaño de las tuberías antes y después de la válvula de control puede ser para flujo de líquido.)

Debido a la gran diferencia en presión entre los recipientes D-2 y D-1. Puede haber cavitación en la válvula de control. Entonces, se considera que el líquido tiene flujo crítico y se calcula la presión máxima de vapor en la válvula con $P_v = 0.5P_1$ o sea

$$P_v = 0.5(225 + 14.6) = 119.8\text{ psia}$$

Se supondrá que una válvula de asiento sencillo que tenga $C_v = 0.98$ (Tabla II) será adecuada si se sustituyen los valores necesarios en la ecuación (12) para encontrar:

$$C_{vc} = (348/0.98)(\sqrt{0.566}/\sqrt{239.6 - 119.8}) = 24.4$$

Con la tabla 1 se establece que puede ser adecuada una válvula de 2 in, con asiento sencillo y orificio en V, que tenga un coeficiente de flujo de 36. Después, se verifica que la relación $C_{vc}/C_v = 24.4136 = 0.68$, que queda dentro de la gama deseada de 0.5 a 0.8.

Los tubos de 2 in, antes y después de la válvula, son cortos y cuando manejan 348 gpm tienen una pequeña pérdida de presión. En consecuencia, la resistencia del tubo no tendrá efecto en el tamaño de la válvula de control.

Válvula de control No. 2. Cuando el amoníaco líquido circula del recipiente D-2 al D-3, se reduce su contenido de calor. El calor se disipa en el líquido y cuando éste circula por la válvula habrá vaporización. La caída real de presión es de alrededor de 225 psig, que es mayor que la caída máxima de presión determinada con $\Delta P = 0.5C_v^2 P_1$, o sea,

$$\Delta P = 0.5(0.98)^2(239.7) = 115\text{ psia}$$

Al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (16) se obtiene:

$$C_{vc} = \frac{113000}{63.3\sqrt{115(35.2)}} = 28.0$$

Se puede seleccionar una válvula de 2-1/2 in de asiento sencillo cuyo C_v sea de 54 (Tabla 1). La relación de coeficientes será de $28.0/54 = 0.52$, que es aceptable. (Nota: Se trató de encontrar un valor C_{vc}/C_v bajo, porque se calculó C_v con la densidad del líquido. No es irrazonable utilizar una densidad en áos fases corriente abajo tomada en la salida de la válvula de control. Luego, se calculan la vaporización y la densidad de los vapores con la presión crítica corriente abajo. Se obtendrá un C_{vc} mucho más alto y se puede aceptar una C_{vc}/C_v alta.)

Debido a las temperaturas inferiores a 0°F , se puede especificar un bonete de extensión como accesorio de la válvula (Fig. 2).

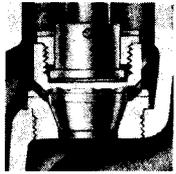
Cuando el líquido circula del recipiente D-2 al D-1, libera $33.2 - 12.8 = 20.4$ btu/lb de calor, o sea, un total de $20.4 (113\ 000) \approx 2.3 \times 10^6$ btu. La cantidad de líquido que se vaporiza con este calor es $2\ 300\ 000/1582.5 = 3\ 950$ lb/h. Esto deja un líquido de $113\ 000 - 3\ 950 = 109\ 050$ lb/h. Estos valores se pueden utilizar para calcular la resistencia al flujo en dos fases en el tubo de corriente abajo.

Condiciones de funcionamiento

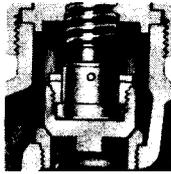
Las válvulas de control suelen ser del mismo o un tamaño menor que el tubo de corriente arriba, pero nunca más grande. Las válvulas de control son de menor diámetro que el tubo cuando hay que absorber grandes diferencias de presión.

Las válvulas de control pueden funcionar en una amplia gama de capacidades y presiones diferenciales. Los volúmenes de flujo y condiciones del proceso suelen estar bien determinados para establecer el tamaño de la tubería y componentes. Al determinar el tamaño de las

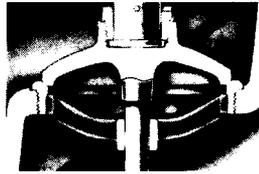
Tabla III Coeficientes de flujo para válvulas de estrangulación de accionamiento manual



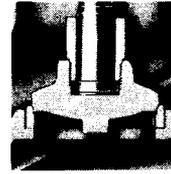
No. 576P



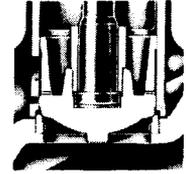
No. 556



No. 1040



No. 1042



No. 1046

Válvulas de globo de bronce (Roscadas)			Steel Globe Valves (Flanged)		
Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 546P-150 Psi No. 556P-200 Psi No. 576P-300 Psi	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 556-200 Psi No. 576-300 Psi	Tamaño, in	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 1040-150 Psi	Coeficiente de flujo, C_v para válvulas No. 1042-300 Psi No. 1046-600 Psi
1/4	0.9	1.2	2	46	55
1/2	2	4.2	2 1/2	72	90
3/4	5	8.6	3	105	130
1	10	14.5	4	200	235
1 1/2	24	29.5	6	400	400
2	41	49	6	720	720

válvulas, se deben estudiar las capacidades opcionales, el cambio periódico en la capacidad y las presiones diferenciales relacionadas. El control de capacidad en una gama muy amplia puede requerir dos válvulas en paralelo, una para volumen alto y otra para el pequeño. En casos intermedios o para futuros aumentos en la capacidad puede ser deseable un cuerpo más grande con guarniciones pequeñas.

En la mayor parte de los casos, las presiones diferenciales son parte de la resistencia total del sistema de tubería. Cuando se determina una presión diferencial total, por ejemplo, entre-dos recipientes del proceso, la tercera parte de la caída total de presión se puede atribuir a la válvula de control y 2/3 a pérdidas por fricción en la tubería y el equipo. Con presiones diferenciales altas, la mayor parte de la pérdida la absorberá la válvula de control. Cuando hay que minimizar las presiones diferenciales, la válvula debe ser del mismo tamaño que la tubería, como en la alimentación para las turbinas de vapor.

Las válvulas de mariposa funcionan con muy poca caída de presión (unas décimas de psi) y suelen ser adecuadas en tuberías de descarga de compresores y de alimentación de agua de enfriamiento. Sin embargo, cuando hay estrangulación, se reduce mucho el coeficiente de esta válvula; ese coeficiente es de 50% en la posición de 72°, por comparación con la posición de apertura total (90°) y de 33% con 60° de apertura.

Para las bombas centrifugas, se suele conocer la resistencia de los tubos de descarga, incluso la de cualquier equipo en la corriente. Se puede sumar de 25 a 50% de la resistencia de tubo de descarga a la válvula de control.

Con dos válvulas en serie, se duplica la cantidad de resistencia adicional. En una válvula de control instalada en tuberías de descarga largas o en un sistema con alta resistencia y cambios pequeños en el volumen, la caída de presión en la válvula puede ser del 15 al 25 % de la resistencia total del sistema.

Una válvula de control (excepto las de mariposa) sólo puede regular el flujo si controla la caída de presión en el sistema. La economía para el uso de válvulas de control requiere menores caídas de presión. Sin embargo, la capacidad y al alcance del control disminuyen con rapidez cuando se trabaja con presiones diferenciales más bajas disponibles.

Los cambios en la densidad relativa o los cálculos inexactos de la densidad tienen poco efecto en la capacidad de la válvula, pues son valores pequeños, o sea, funciones de raíz cuadrada del coeficiente calculado de flujo.

Cuando ocurre flujo crítico en el líquido, hay que determinar con cuidado el tamaño de la tubería después de la válvula de control (y de la válvula de derivación). La vaporización aumenta mucho la resistencia del tubo. Para mantener velocidades razonables cuando ocurre vaporización en la válvula de control, la tubería y la válvula de corte de corriente abajo deben ser más grandes que el tubo de corriente arriba.

En algunos casos de flujo de líquido saturado, se puede evitar la vaporización en la válvula o después de ella si se provee una carga estática de líquido corriente arriba de la válvula. Esto debe aparecer en los planos y diagramas.

Con presiones, temperaturas o presiones diferenciales elevadas, la válvula no debe funcionar cerca de su asien-

to, pues las altas velocidades pueden desgastar el asiento y el macho, lo cual ocasionará control incorrecto del caudal y fugas cuando se cierra la válvula.

Derivación para la válvula de control

Se suele utilizar una derivación (*bypass*) para válvulas menores de 2 in en servicio con materiales tóxicos o de alta viscosidad, para manejo de líquidos que contienen sólidos abrasivos, para alimentación de agua a calderas y en servicio de reducción de presiones altas (más de 100 psi) del vapor de agua.

Para que concuerde con el diseño de la tubería, el coeficiente de flujo de la válvula de derivación debe ser más o menos el mismo que el de la válvula de control. En la tabla III aparecen los coeficientes de válvulas de globo de un fabricante. Debido a los diversos tipos de asiento y macho, estos coeficientes no son iguales en las válvulas de todos los fabricantes.

Al comparar los datos de la tabla III para válvulas de globo con los coeficientes de flujo de las **válvulas** de control de asiento doble de la tabla 1 se encuentra que la válvula de derivación y la de control son del mismo tamaño. Para válvulas de control de asiento sencillo, la de globo para derivación puede ser un tamaño más pequeño que aquella. El tamaño de las válvulas de globo para derivación o las de estrangulación de control manual se pueden determinar igual que para las de control si se tienen los coeficientes de flujo.

Posición de la válvula de control

La mejor posición para las válvulas de control es con el vástago vertical hacia arriba. Pueden funcionar en posición angular, horizontal o vertical hacia abajo, pero estas posiciones no son aceptables. Las válvulas grandes en ángulo son la excepción y lo más práctico puede ser la posición horizontal.

Una sola válvula de control sin válvulas de cierre ni de derivación suele bastar para líquidos limpios o cuando se instala equipo en paralelo que tiene válvulas de control con válvulas de cierre en los cabezales de tubo. Cuando se esperan, de cuando en cuando, líquidos sucios o con sólidos, se instala un colador temporal corriente arriba de la válvula de control. Las válvulas sencillas se accionan con volante.

La mayor parte de las especificaciones para tubería requieren que las válvulas de control estén más arriba del piso o la plataforma y en el borde de los pasillos de acceso, excepto las que deben estar en tuberías de drenaje automático, por ejemplo, una válvula de control en una tubería elevada para flujo de pasta aguada por gravedad.

Para el mantenimiento, se requiere espacio libre debajo y encima de la válvula para desmontar el asiento, macho, tapa de actuador, resorte y yugo. En la figura 7 se indican los espacios aproximados. Los fabricantes^{2,4} indican los tamaños de las válvulas.

Si las condiciones de flujo lo permiten, los múltiples para válvulas de control más pequeñas que la tubería,

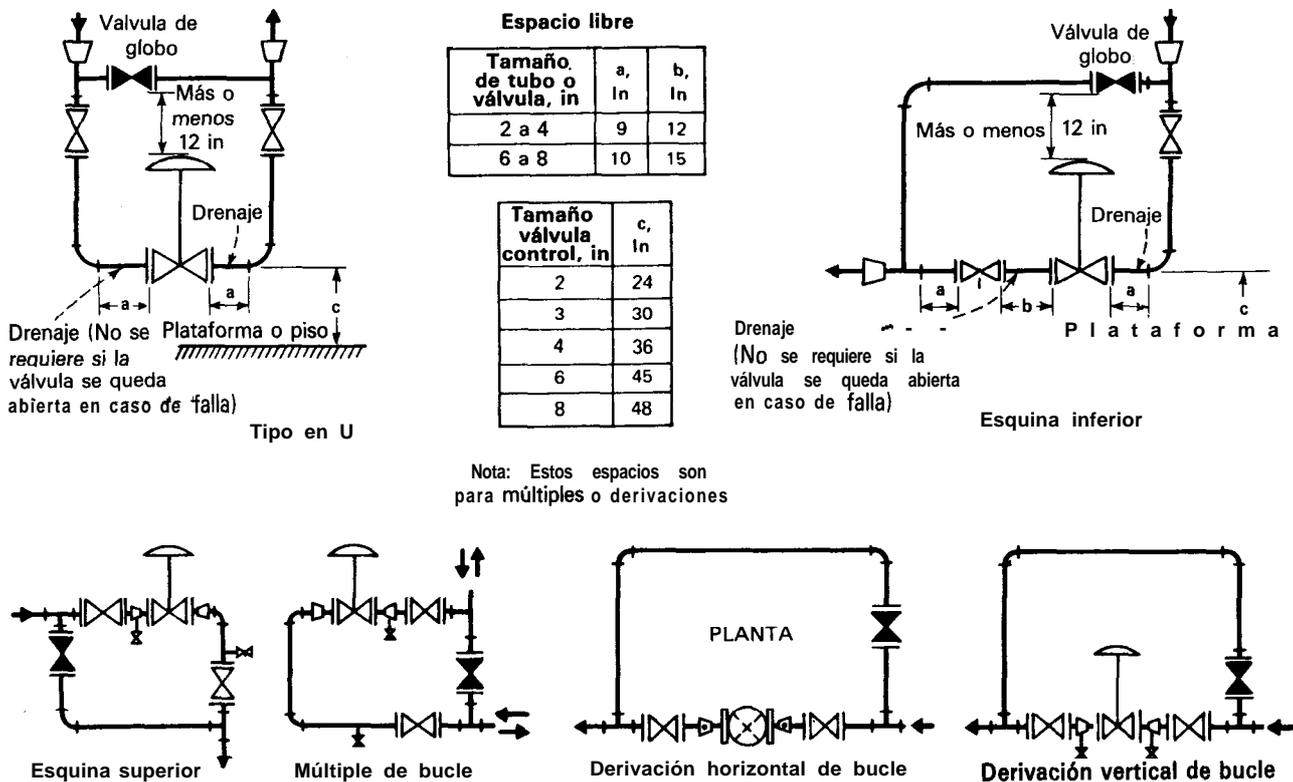


Fig. 7 LOS múltiples y derivaciones para instalar válvulas de derivación en la tubería del proceso requieren espacio y drenajes adecuados

resultarán económicos. En la figura 7 se ilustran múltiples estándar." Se utiliza el tipo en U cuando las corrientes de entrada y salida son a una altura mayor que la válvula. El tipo de esquina se emplea cuando el flujo es de un punto alto a un punto bajo, o viceversa. La derivación con esquina de bucle puede tener la válvula de control debajo de la plataforma. Para que los soportes resulten menos costosos, los múltiples deben estar cerca de las columnas estructurales.

Para desahogo de presión y drenaje de un múltiple para válvulas, hay que emplear válvulas o tapones de drenaje en los puntos bajos; se requiere un drenaje si la válvula de control se queda abierta en caso de falla; si se queda cerrada en caso de falla, se necesitan drenajes en cada lado de la válvula. Para flujo de vapor saturado, se aconsejan una o dos trampas para vapor en los puntos bajos de un múltiple que tenga abolsamientos.

La válvula automática de control es parte de los instrumentos. Los detectores de flujo, presión, temperatura y nivel deben estar cerca de la válvula, igual que el transmisor, y se conectan con el alambrado y tubos para instrumentos. Los tubos de aire van desde el transmisor a la cubierta del diafragma y desde el transmisor al cabezal de aire para instrumentos.

Los controladores de nivel tienen vidrios de nivel. El operador debe ver los vidrios desde el múltiple de válvulas cuando accione el volante de la válvula de control o la válvula de globo para derivación.

Referencias

- 1 "Handbook for Control Valve Sizing." Masoneilan International, Inc. Norwood, MA 02062.
- 2 Dimensions-Masoneilan Control Valves and Auxiliary Equipment, Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062.
- 3 "Valve Sizing." Catalog 10. Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158.
- 4 Fisher Control Valve Dimensions. Bulletin I-100, Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158.
- 5 Boger, H. W., Recent Trends in Sizing Control Valves, 23rd Annual Symposium on Instrumentation for the Process Industries, Texas A&M University, College Station, TX 77843, 1968.
- 6 Baumann, H. D., The Introduction of Critical Flow Factor for Valve Sizing. *ISA (Znstr. Soc. Am.) Trans.*, Apr. 1963.
- 7 Baumann, H. D., Effect of Pipe Reducers on Valve Capacity, *Instr. Control Systems*, Dec. 1967.
- 8 Boger, H. W., Sizing Control Valves for Flashing Service, *Znstr. Control Systems*, Jan. 1970.
- 9 Boger, H. W., Flow Characteristics for Control Valve Installations, *ISA (Znstr. Soc. Am.) J.*, Oct. 1966.
- 10 Hutchison, J. W. (Ed.), "ISA Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1971

Válvulas de control

La válvula de control es un elemento importante en sistemas con líquidos bombeados. Para determinar su tamaño es esencial el conocimiento de las características de flujo, reales y teóricas. El diseño óptimo del sistema requiere estrecha colaboración entre los ingenieros de procesos y de instrumentos.

Orval P. Lovett, Jr., E. I. du Pont de Nemours & Co.

El empleo de las válvulas de control significa que el proceso tiene algún tipo de sistema automático de control. Puede ser por nivel, flujo, temperatura, presión o de otra índole. Suele incluir los componentes típicos de un sistema de control con retroalimentación de bucle cerrado que son sensor (detector), transmisor, controlador, válvula de controlador y el proceso en sí. La selección de la válvula de control requiere el conocimiento de todos estos factores, en especial del proceso.

Una válvula seleccionada como óptima para un sistema con control por nivel, quizá no sea la mejor para un sistema de control de flujo. Además, la mejor válvula para un sistema de control de flujo no lo será en un sistema en que se utiliza un elemento primario distinto para la medición del flujo. En este artículo se describen los diversos componentes de las válvulas de control, en especial si son parte de un sistema total de control.

Las válvulas de control se utilizan en muchas aplicaciones que incluyen control de líquidos, reducción de presión de gases, flujo de vapor a los calefactores, etc. Este artículo se limita a los sistemas con líquidos bombeados y abarca los tipos de cuerpo y actuadores, determinación del tamaño del cuerpo y los componentes internos, asignación de caída de presión a la válvula de control, características de flujo inherentes y con la válvula instalada y materiales de construcción. Se da preferencia al método de sistemas para determinar el tamaño de las bombas, tubos y válvulas de control.

Una válvula de control consiste en dos partes principales: el cuerpo y el actuador (Fig. 1). El líquido en flujo pasa por el cuerpo. La función del actuador es respon-

der a la señal del controlador automático y mover las guarniciones de la válvula para variar el flujo.

El cuerpo de la válvula

El cuerpo de la válvula sirve para el paso del fluido entre el tubo y las conexiones. Por tanto, debe servir co-

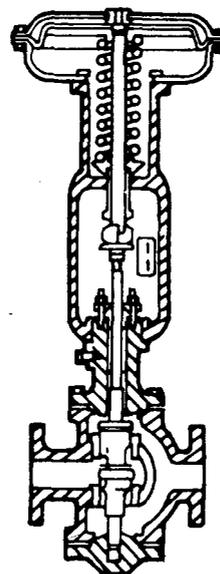


Fig. 1 Válvula de control con actuador de diafragma

mo recipiente de presión y está sometido a las mismas condiciones de temperatura, presión y corrosión que el resto del sistema de tubería.

Hay una gran variedad de estilos de cuerpos de válvulas. Se clasifican, en general como de movimiento lineal y de movimiento rotatorio del vástago. El primero incluye válvulas de globo de asiento sencillo, válvulas de globo de asiento doble, de globo con cuerpo dividido, de 3 vías, cuerpo en ángulo, válvulas de diafragma y sus muchas variantes. Las válvulas con vástago de movimiento rotatorio son las de mariposa, de bola y sus variantes.

Hay muchas configuraciones especiales de cuerpo para aplicación con caudales muy pequeños, temperaturas criogénicas y reducción de ruido. Para referencia se pueden consultar las publicaciones de los fabricantes y los manuales.^{4, 6, 7}

Aunque el cuerpo de la válvula tiene la función primaria de contener el fluido también debe alojar los componentes internos y servir de soporte mecánico para el actuador y los accesorios, etc. Por ello, es importante que el cuerpo se pueda desmontar de la tubería o que sus componentes internos estén accesibles para mantenimiento. Por lo general, el cuerpo tiene conexiones de extremo con bridas y están disponibles especificaciones para las bridas a fin de que concuerden con las de la tubería.

Existen normas para las dimensiones entre cara y cara del cuerpo de válvula. La norma RP4.1 de Instrument Society of America (ISA) se aplica a válvulas hasta de 8 in, mientras que la norma FCI 65-2 de Fluid Controls Institute es para tamaños de 10 hasta 16 in y ambas incluyen capacidades desde 125 hasta 600 lb. Otra norma para las dimensiones entre cara y cara que se utilizan a veces es la norma B16.10 de American National Standards Institute (ANSI), "Dimensiones de cara a cara y extremo a extremo de válvulas de material ferroso". Al instalar válvulas de control se debe conocer la norma aplicable para las dimensiones.

Las válvulas de control también están disponibles con extremos roscados y soldados y algunos fabricantes producen conexiones de extremo sin brida. En este tipo, el extremo de la válvula coincide con la cara realzada de la brida en la tubería para tener una superficie para juntas; la válvula se sujeta entre el par de bridas con tornillos largos, y se logran economías debido a que el cuerpo de la válvula requiere menos material. Sin embargo, las normas para dimensiones entre cara y cara no se aplican en este tipo.

Las válvulas de mariposa son económicas en los tamaños grandes. Se suelen utilizar para pequeñas pérdidas de presión y grandes volúmenes de flujo. Las válvulas de bola y sus muchas variantes también se pueden emplear como control de estrangulación.

Materiales de construcción

Los materiales de construcción son importantes para el cuerpo y las guarniciones de las válvulas de control. Las piezas que hacen contacto con el flujo deben ser compatibles en el aspecto de resistencia a la corrosión. Los cuerpos están disponibles hechos con **todos** los metales y aleaciones que se puedan "vaciar". También se utili-

zan mucho los plásticos y los revestimientos. Las publicaciones de los fabricantes son excelentes referencias de los materiales de construcción y también hay otras referencias.*,"

La corrosión no es lo único que debe preocupar, porque la cavitación en el cuerpo y las guarniciones puede producir muchos daños. Por lo general ocurre junto con una gran caída de presión, aunque en realidad puede suceder cuando casi se llega a la presión de vapor del fluido dentro del cuerpo. Esto puede tener lugar en el punto de máxima velocidad del fluido cerca del asiento de la válvula. En los sistemas con bombas, en los que se debe evitar la cavitación en las bombas y la caída de presión en la válvula es pequeña, la cavitación no suele ser problema.

Por lo general, las guarniciones o componentes internos de la válvula se hacen con material más resistente a la corrosión y más duro que el del cuerpo. Esto minimiza la cavitación en el asiento, permite construir con tolerancias más precisas para reducir fugas por el asiento y ayuda a guiar el vástago. Véase la referencia 3.

Actuadores de válvula

El actuador de la válvula de control responde a una señal del controlador automático y mueve el elemento de control. El actuador es el amplificador de potencia entre el controlador y la circulación de líquido. Hay dos actuadores neumáticos básicos; en uno se utilizan un resorte y un diafragma, y el otro es de pistón y cilindro. Hay otros tipos y muchas variantes de los actuadores neumáticos.⁴

El actuador de resorte y diafragma suele ser menos costoso que el de pistón y cilindro, en especial cuando no se requiere un ubicador (posicionador) para la válvula; éste es un accesorio con un mecanismo de retroalimentación del movimiento en el recorrido del vástago del actuador, un sistema emisor desde la salida del controlador y una salida de aire al actuador. Hay mucha información acerca de los ubicadores.⁵

Queda fuera del alcance de este artículo la información detallada acerca de los ubicadores. A veces, se necesitan en el caso de tubos o alambres largos de transmisión entre el controlador y la válvula, a fin de reducir la histéresis de la válvula, utilizar excéntricas configuradas para flujo, accionar actuadores con cilindros con presión equilibrada y suministrar una interconexión entre un sistema electrónico de control y las válvulas neumáticas. Hay sistemas alternos para efectuar muchas de estas funciones, pero el ubicador se utiliza con gran frecuencia.

Componentes internos de la válvula

Las funciones de los componentes internos de la válvula incluyen: 1) producir una restricción variable dentro del cuerpo para producir cambios en el flujo del fluido; 2) configurar el flujo con respecto a su trayectoria y 3) producir cierto grado de corte de flujo cuando está cerrada por completo. Por ello, hay muchas más variantes en los componentes internos que en los cuerpos de las válvulas.

Una restricción variable se obtiene en dos formas generales, comparables con la clasificación del cuerpo como de vástago de movimiento lineal o rotatorio. En ambos casos hay una relación entre el movimiento y el flujo que se llama "característica de flujo": es un término general y siempre debe designar ya sea la característica inherente del flujo o la del flujo con la válvula instalada.

La característica inherente del flujo es la producida con una caída constante de presión en la válvula. Las tres características de uso más común son: lineal, porcentaje igual y apertura rápida (Fig. 2). En la referencia 8 aparecen descripciones matemáticas y curvas teóricas.

La característica de flujo con la válvula instalada es la que hay cuando varía la caída de presión en la válvula según lo determinen el flujo y las condiciones relativas en el sistema." Es el factor que más interesa a los usuarios y para determinarlo se mide la variación en la caída de presión como función de la carrera de la válvula. La configuración física de los sistemas en que se instala la válvula determina esta relación, como se describe en la siguiente sección.

Sistema de bomba y válvula

Un sistema con flujo de líquido por bombeo puede tener muchas configuraciones. El sistema típico de la figura 3 incluye un tanque para succión, bomba, válvula de control, tanque de descarga y tubería de conexión. El tanque de succión está a una presión P_s y tiene una carga de altura Z_1 . La tubería desde el tanque hasta la válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_{L1} . La bomba tiene una curva de flujo característica contra la carga. La válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_V , y

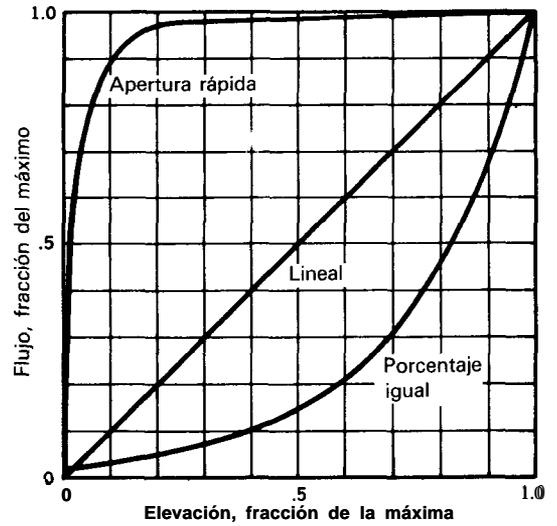


Fig. 2 Tres características inherentes de flujo de las válvulas

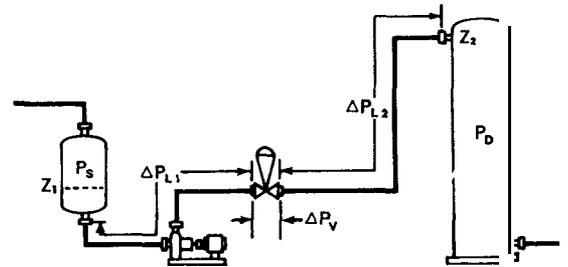


Fig. 3 Sistema típico de flujo de líquidos

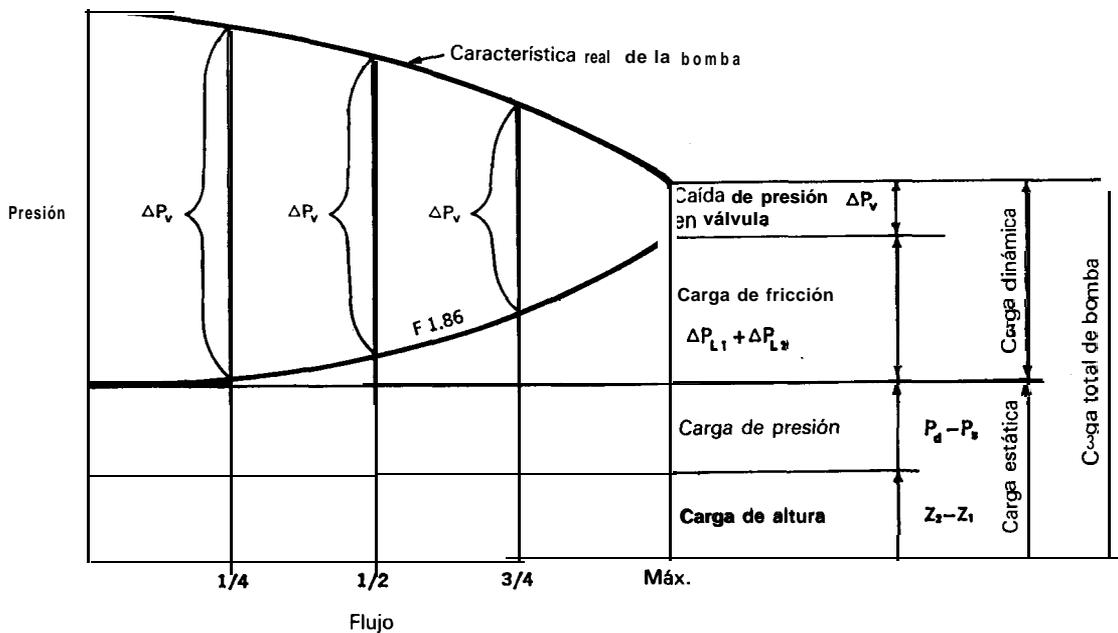


Fig. 4 Relaciones de presión en un sistema con líquido bombeado

la tubería después de la válvula de control tiene una caída de presión de ΔP_{L2} . El tanque de descarga tiene una presión P_D y una carga de altura de Z_2 . Algunos de estos factores varían según el volumen de flujo y otros son fijos e independientes del volumen.

Estas relaciones se ven con un trazo de la presión en contra del flujo (Fig. 4). La carga de altura $Z_2 - Z_1$ es constante y para este proceso se supondrá que la carga de presión $P_o - P_i$ es constante. (Si fuera variable también se podría trazar así.) También se trazan la característica de la bomba y la carga de fricción en la tubería. Después, se obtiene la caída de presión en la válvula de control al respetar la suma de las diversas cargas de presión de la curva de la bomba.

La situación mostrada es un caso típico en el cual la válvula de control es de tamaño para máximo flujo con una caída pequeña de presión. Cuando se cierra el sistema, la válvula debe absorber una caída de presión mucho mayor que la de diseño. La característica de flujo instalada y la inherente son distintas debido a la caída variable de presión en la válvula.

En la figura 4 se ilustra también una relación que se llamará relación P_R de caída de presión en la válvula, que es la relación entre la caída de presión en la válvula y la caída total de presión dinámica.

$$P_R = \Delta P_V / (\Delta P_V + \Delta P_{L1} + \Delta P_{L2})$$

La carga estática no interviene en este caso. La relación de caída de presión en la válvula es muy importante para el diseño de la bomba y la tubería y para determinar el tamaño de la válvula.

Los cálculos de la característica de flujo con la válvula instalada para una válvula con flujo lineal se presentan en la figura 5. En la figura 6 aparecen trazadas la característica de flujo inherente real y teórica en una válvula de porcentaje igual. En cada figura se presentan diversos valores de la relación de caída de presión. Se apre-

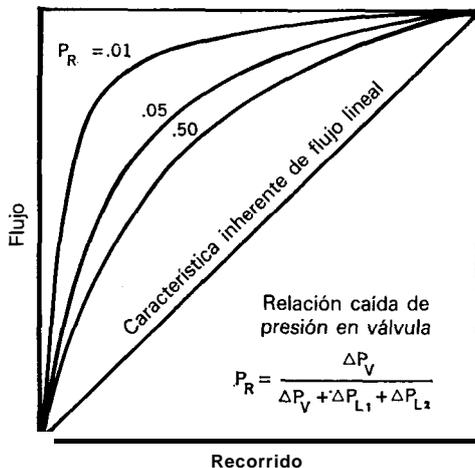


Fig. 5 Características para una válvula lineal instalada

ciará que cuanto mayor sea el valor, menor será la deformación. Con el empleo de estas figuras y el cálculo de la relación de caída de presión, se puede ver en seguida la característica de flujo con válvula instalada en este sistema.

En la figura 6 se ilustra otro aspecto real cuando se trata de las características de flujo. Hay una distinción entre las características teóricas y las reales. La característica teórica se puede describir con fórmulas matemáticas. La característica real se obtiene con las pruebas de la válvula en la fábrica. Puede coincidir con el valor teórico con una aproximación de $\pm 5\%$ o puede diferir hasta en 40 a 50%. Los valores de la figura 6 son de un caso específico y no se deben considerar como típicos para todas las válvulas; sirven para mostrar el grado de exactitud que se puede esperar.

Asignación de la caída de presión

Un aspecto de suma importancia en el diseño de sistemas de líquido con bombeo es la asignación de la caída de presión a la válvula de control. Por un lado hay el deseo de tener mínima distorsión en la característica inherente de flujo, lo cual se logra con la máxima caída de presión en la válvula. Sin embargo, cuando se bombea contra una carga mayor de la necesaria aumentan los costos. Por tanto, desde el punto de vista económico es deseable trabajar con el mínimo valor posible.

La caída óptima de presión se puede encontrar con un análisis dinámico de todo el sistema. Si el ingeniero conoce el tipo de control y sus tolerancias, características de la bomba y tuberías, puede medir o calcular las constantes de tiempo y predecir la característica óptima (ganancia) de flujo en la válvula. La experiencia adquirida con sistemas existentes aporta algunas reglas útiles, sin hacer el análisis dinámico.

Este problema casi desaparece en los sistemas en los que no hay reducción de flujo o presión. Con casi cual-

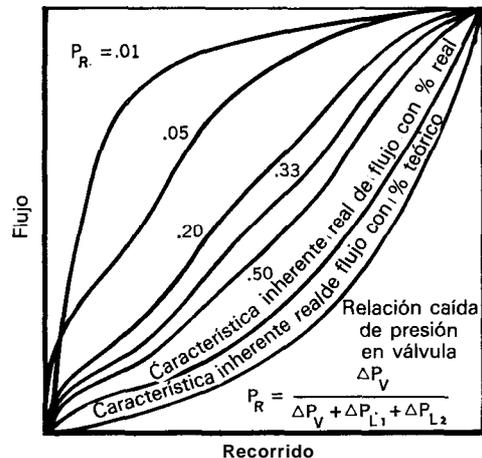


Fig. 6 Características real e inherente de flujo

quier característica uniforme, el cambio en la ganancia de la válvula es pequeño. Además, si la reducción se hace con poca frecuencia, o si por otras razones es posible volver a graduar los controladores, no habrá problema. La nueva graduación permitirá buen control con todos los volúmenes de flujo.

En ambos casos será satisfactoria cualquiera de las características de flujo disponibles y no importaría mucho la variación entre la característica de flujo de la válvula instalada y la teórica. La relación de caída de presión podría ser de apenas 0.05. Las consideraciones prácticas, que incluyen la exactitud en los cálculos de la pérdida de presión en la tubería y la predicción de las curvas de la bomba, son los únicos factores que impiden una P_R de 0.01. El problema sería calcular el tamaño de las válvulas pues un pequeño error podría ocasionar el empleo de una válvula incorrecta.

La situación anterior no es común. Casi siempre es necesario abarcar una amplia gama de volúmenes de flujo (reducción grande) sin que sea posible volver a graduar el controlador. En este caso es cuando se vuelve importante la característica real de flujo con la válvula instalada.

El primer paso es determinar la característica óptima de flujo. Para ilustrarlo, se supondrá que se desea una característica lineal, cosa razonable en muchos sistemas en que hay control de nivel y de presión. En la figura 6 se ve que la curva con $P_R = 20$ tiene linealidad razonable desde 20 hasta 80%, que es la gama de funcionamiento de una válvula con el control del tamaño correcto. Por ello, se debe seleccionar una válvula con el 20% de la caída en el sistema con flujo máximo y que tenga flujo de porcentaje igual.

Tamaño de la válvula de control

Cuando se ha obtenido la asignación de caída de presión a la válvula con la carga disponible en la bomba, se puede determinar el tamaño de la válvula. Los otros factores son el volumen de flujo y la densidad relativa del líquido. El coeficiente C_v de capacidad de la válvula se puede calcular con la ecuación.

$$C_v = \text{GPM} \sqrt{\frac{\text{sp. gr.}}{\Delta p}}$$

Se aplica en la mayor parte de los cálculos de tamaño para líquidos. Hay factores de corrección para la configuración de la tubería, flujo estrangulado y número de Reynolds. En un sistema con bombas suele haber flujo turbulento y la caída de presión en la válvula será baja; por ello, la configuración de la tubería (efecto de los reductores) es el único concepto importante. Esta corrección también se puede calcular como parte de las pérdidas por fricción en la tubería si se conoce el tamaño aproximado de la válvula o si se vuelven a calcular las pérdidas en la tubería y el tamaño de la válvula, después de un cálculo preliminar. El comité SP39 trabaja todavía en el perfeccionamiento de la ecuación.

Hay que tomar ciertas precauciones al terminar el tamaño. La experiencia indica que cuando el tamaño de la válvula es incorrecto, suele ser porque es muy grande,

lo cual es fácil que ocurra cuando hay incertidumbre de las pérdidas de presión en la tubería y en el equipo. También hay la tendencia a no correr riesgos y calcular más pérdidas en la tubería de las que ocurren en la realidad.

El ingeniero de aplicación de bombas selecciona una carga de la bomba adecuada para las pérdidas en la tubería, carga estática y caída de presión en las válvulas. Quizá agregue un poco más de carga en sus cálculos para seguridad y todavía más carga para que vaya de acuerdo con los impulsores estándar disponibles. El resultado será un exceso de carga. Por fortuna, la válvula de control puede aceptar la caída excesiva de presión, pero con una considerable reducción en su carrera. Esto reduce la capacidad de la válvula y quizá no podrá estrangular la circulación en bajo volumen. Este problema es más serio al arranque cuando casi siempre hay poco volumen de flujo.

La solución es que los calculistas eviten factores de seguridad ocultos al determinar el tamaño. En vez de agregar un factor de seguridad para caída de presión es preferible comprobar el porcentaje de apertura de la válvula en diversas condiciones. Si se selecciona una válvula de porcentaje igual al tamaño para 80% de carrera con el máximo de volumen, puede dejar pasar 2.2 veces el flujo máximo cuando está abierta por completo. Si se aprovecha esa flexibilidad y se determina un tamaño más exacto para las válvulas, se reducirán mucho los costos.

Las bombas, sistemas de tubería, equipo y válvulas de control se deben seleccionar como sistema completo para lograr rendimiento óptimo y mínimo costo total. No se pueden optimizar el tamaño, características de flujo, materiales de construcción y configuración de las guarniciones de una válvula sin tener en cuenta el sistema completo. Los ingenieros de proceso y de instrumentos deben cooperar ampliamente en su labor para el logro de este objetivo.

Referencias

1. "ISA Handbook of Control Valves," J. W. Hutchison (Ed.). Instrument Society of America, Pittsburgh, Pa., Chap. 3.
2. Ibid., Chap. 9
3. Ibid., Chap. 4
4. Ibid., Chap. 7
5. Ibid., Chap. 8
6. "Final Control Elements," Chester S. Beard. Chilton Book Co., Philadelphia.
7. "Instrument Engineers Handbook," Volume II, Chap. 1, B.G. Liptak (Ed.), Chilton Book Co., Philadelphia, 1969.
8. ASME Standard 112, "Diaphragm Actuated Control Valve Terminology".
9. Lovett, O. P., "Valve Flow Characteristic," ISA Paper 46.1.63.
10. Engineering Materials Deskbook, *Chem. Eng.*, Oct. 12, 1970.

El autor



Orval P. Lovett, Jr. es supervisor de la sección de instrumentos en la división de diseño del departamento de ingeniería de E. I. du Pont de Nemours, Louvers Bld., Wilmington, DE 19898. Es ingeniero civil graduado en Drexel University y ha trabajado muchos años en Du Pont. Es el presidente del comité SP32 de Normas y Prácticas de ISA y director de la División de Medición y Control de Procesos de ISA. También ha sido presidente de la sección de ISA en Wilmington.

Selección de válvulas de control de flujo de líquidos

En las plantas de procesos químicos se utilizan muchas válvulas de estrangulación motorizadas para controlar flujos desde menos de una gota por minuto hasta miles de gpm, y caídas de presión desde apenas unas cuantas pulgadas de columna de agua hasta miles de psi.

James A. Carey y Donn Hammitt, Fisher Controls Co.

Las aplicaciones de válvulas abarcan una gama casi infinita de diseños diferentes, desde las válvulas de globo con jaula estándar hasta las de gran tamaño, especiales para presiones extremosas. La selección de la válvula adecuada parecería ser algo muy complejo, pero la experiencia señala que el proceso de selección sólo requiere aplicar unos cuantos procedimientos sencillos.

Tipos de válvulas

La selección de la válvula adecuada para una aplicación se facilita si primero se estudian los cuatro tipos básicos de válvulas de control de estrangulación: válvulas de globo con jaula; válvulas de bola, válvulas de disco excéntrico y válvulas de mariposa.

Las válvulas de globo han sido de uso casi universal, pero la válvula moderna con jaula (Fig. 1) ha desplazado casi por completo a la de globo con guías superior e inferior y con orificio sencillo o doble. Las válvulas de jaula se destacan por la facilidad para cambiar las guarniciones, que son el macho, jaula y anillo de asiento separado.

La jaula tiene funciones múltiples. Sirve para guiar el macho y retiene el anillo de asiento en el cuerpo; la configuración de las aberturas en la pared de la jaula determina las características de flujo. Por contraste con la válvula con guía superior e inferior, la válvula con jaula tiene funcionamiento más estable, pues tiene fuertes guías para el macho en la zona en donde ocurre máxima caída de presión.

La válvula de jaula puede satisfacer los requisitos de la mayor parte de las aplicaciones porque hay una serie

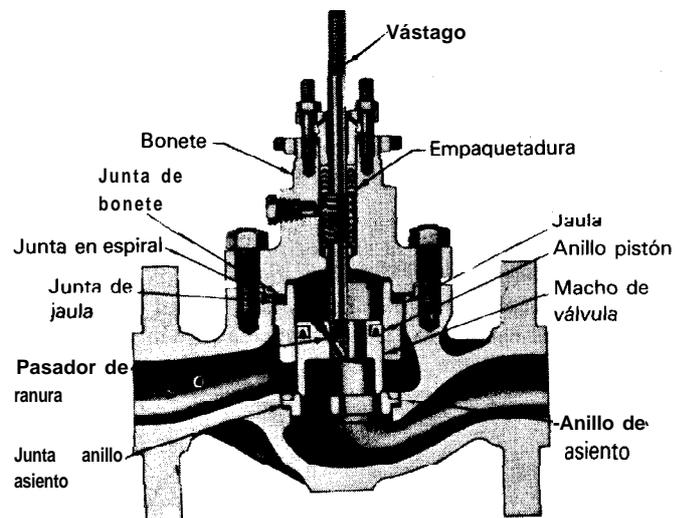


Fig. 1 Válvula de globo con guarnición tipo jaula

de tipos de guarniciones para escoger. Algunas opciones son equilibrado, sin equilibrar, con asientos de elastómero, con restricción o de apertura total. Cualquier configuración de las guarniciones es intercambiable en el mismo cuerpo de válvula con lo cual el usuario reduce sus costos de adquisición y necesita menor existencia de piezas de repuesto (refacciones).

La válvula de globo, disponible en tamaños de hasta 16 in, se fabrica con la mayor parte de las aleaciones que se pueden vaciar, con conexiones de extremo roscadas, con brida o soldadas. Cumple con las normas para di-

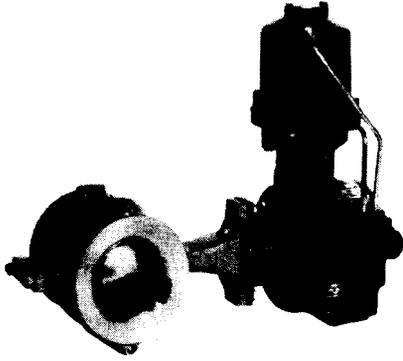


Fig. 2 Válvula de bola configurada para estrangulación

mensiones entre cara y cara y está disponible en capacidades de presión hasta de la Clase ANSI 2500.

Sin embargo, al compararla con otros tipos de válvulas se aprecia que la válvula de globo tiene ciertas limitaciones: 1) limitación del tamaño, por lo general a 16 in; 2) menor capacidad comparada con una válvula con vástago visible de igual tamaño, como las de bola o mariposa y, a veces, 3) mayor costo, en especial en los tamaños grandes.

Aunque la válvula de globo seguirá teniendo muchas aplicaciones, quizá resulte más acertada la elección de válvulas de bola o de mariposa, por su mayor capacidad, construcción más sencilla y compacta, menor peso y un costo más bajo.

Hay diversos tipos de válvulas de bola para estrangulación. Además de la bola completa estándar (con orificio completo o reducido) hay algunas en que se emplea una bola parcial configurada (Fig. 2); fueron diseñadas originalmente para manejo de pasta para papel y ahora se emplean en todas las industrias. En otro diseño, que es una combinación de válvula de bola con válvula de mariposa de alto rendimiento, un disco gira desde la posición cerrada hasta una en la que se descubre el conducto para flujo.

En la mayor parte de las válvulas de bola se emplean sellos de elastómero o plásticos fluorados en la bola y pro-

ducen buen cierre. Los sellos metálicos flexibles se utilizan cada vez más para altas temperaturas y también hay sellos metálicos rígidos. El mayor adelanto en años recientes han sido los sellos hechos con tetrafluoroetileno (TFE), que resisten temperaturas bastante altas y fluidos corrosivos.

Las válvulas de bola se denominan de alta recuperación, lo cual significa que la presión en la salida se recupera hasta un valor cercano al de la presión de entrada, mayor que la recuperación de presión en una válvula de globo; en otras palabras, requieren menor caída de presión para permitir un mayor volumen de flujo. Pero las válvulas de bola tienen límites de caída de presión y de temperatura más bajos que las válvulas de globo.

La válvula de bola Clase ANSI 600 es la que tiene el cuerpo de mayor capacidad disponible en una válvula de bola y es del tipo sin brida que se instala entre las bridas de los tubos. Esto significa que los esfuerzos de tracción de la tubería se transmiten por los tornillos de las bridas y no por el cuerpo de la válvula.

En las aplicaciones en que se pueden utilizar una válvula de globo o una de bola, ésta puede constar quizá la mitad que la de globo.

Otro tipo de válvula con eje rotatorio que cada vez se utiliza más es la de mariposa de alto rendimiento, que tiene un disco con su eje descentrado desde la línea de centros de la válvula (Fig. 3); con ello se tiene movimiento excéntrico del disco cuando abre o cierra la válvula. Una característica importante es que el disco sólo hace contacto con el asiento en unos cuantos grados de rotación durante el cierre de la válvula; esto reduce el desgaste del sello y evita su deformación permanente. Además, como el sello no tiene rozamiento contra el disco cuando la válvula está en posición de estrangulación, hay baja fricción y se requiere menor torsión (par) para su accionamiento. La válvula de mariposa de disco excéntrico, igual que la de bola, tiene asientos de elastómero o de metal.

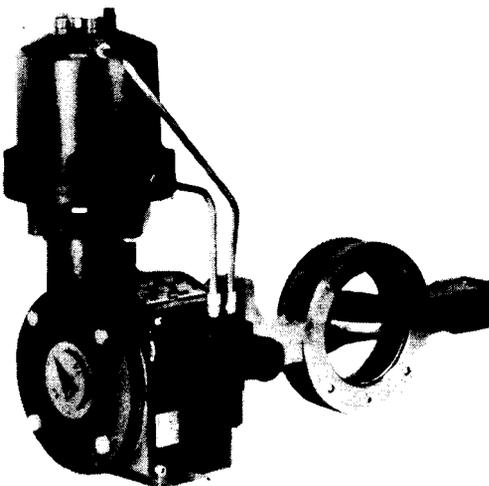


Fig. 3 Válvula de eje rotatorio de alto rendimiento

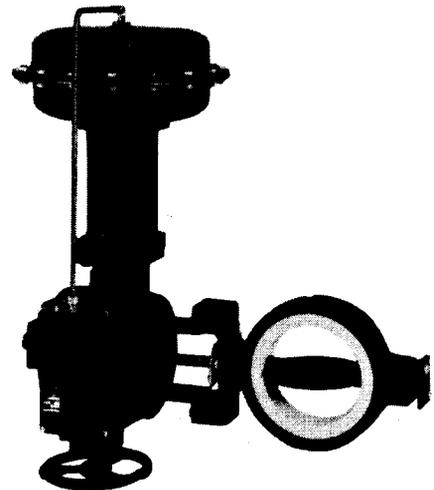


Fig. 4 Válvula de mariposa con revestimiento de fluorocarbono y disco revestido para líquidos corrosivos

Este tipo de válvula está disponible en tamaños hasta de 24 in con capacidad ANSI de 150, 300 o 600 lb. Se instala entre las bridas del tubo y requiere muy poco espacio. El costo relativo de las válvulas de disco excéntrico y de bola varía según el tamaño, pero el costo promedio de la de disco excéntrico es menor. Esta diferencia es más importante en tamaños mayores de 6 in.

El cuarto tipo de válvula de control de estrangulación es la válvula de mariposa estándar (Fig. 4) y es el más económico sobre la base de costo por capacidad de flujo.

Para aplicaciones generales en donde no se requiere poco escurrimiento, se recomiendan las válvulas de mariposa con disco oscilante. Pueden trabajar con presiones altas en la entrada y grandes caídas de presión en una amplia gama de temperaturas. El disco oscilante, con holgura entre la cavidad del cuerpo y el disco, permite dilatación térmica diferente del disco y el cuerpo, sin que el disco se quede pegado en el cuerpo.

Cuando se requiere muy poco escurrimiento, los sellos del tipo de anillo de pistón permiten volúmenes alrededor de 1/3 que las válvulas con disco oscilante y pueden controlar presiones de entrada más altas en una amplia gama de temperaturas. El anillo de pistón, montado en la circunferencia del disco, permite la dilatación térmica diferencial del disco y el cuerpo.

Las válvulas que tienen asiento de anillo en T hecho con elastómero O revestimiento completo en el cuerpo, producen cierre hermético. Además, en válvulas de mariposa con revestimiento total, éste aísla por completo el cuerpo del líquido de proceso, lo cual permite emplear cuerpos de material menos costoso en servicio con fluidos corrosivos.

Los tamaños y tipos de las válvulas de mariposa abarcan una amplia gama de volúmenes de flujo, presiones de entrada, caídas de presión y requisitos de cierre. Los

tamaños son desde más de 100 in con clasificaciones ANSI de Clase 125 hasta Clase 2500.

En la tabla 1 aparecen las características principales de los tipos más comunes de válvulas de globo y de eje rotatorio.

Consideraciones para la presión

Los cuatro tipos principales de válvulas de control antes descritos abarcan la mayor parte de sus aplicaciones. Para seleccionar una construcción específica entre las disponibles, hay que estudiar primero las condiciones de presión que debe soportar la válvula.

La mayor parte de las válvulas de control comerciales cumplen con los códigos y normas del American National Standards Institute (ANSI), que establecen una clasificación de presión y temperatura para el cuerpo de válvula, basada en el material de construcción. Entonces, el primer paso en la selección es determinar qué tipos de válvulas satisfacen las especificaciones de presión de la instalación. Algunas válvulas no tienen capacidades de presión superiores a ANSI Clase 600; hay algunas que no están disponibles para bajas presiones como las de ANSI Clase 125.

La selección de la configuración más adecuada para un uso determinado depende también de la caída máxima esperada de presión. Aunque un examen de las publicaciones de los fabricantes indicará las capacidades precisas para caída de presión, suele ser más seguro esperar que las válvulas de globo controlarán mayores caídas que las de eje rotatorio. Las válvulas de globo con jaula funcionan bien con caídas de presión hasta de 50 000 psi. Las válvulas de jaula se utilizan cuando no hay ningún otro método satisfactorio para guiar el macho. Hay otras válvulas de globo que tienen buena capacidad para caí-

Tabla 1 Características pertinentes de válvulas de control comunes

Característica	Válvula de globo				Válvulas de eje rotatorio			
	Guía de jaula	Cuerpo dividido	Sin brida	Guía superior e inferior	Mariposa revestidas	Mariposa alto rendimiento†	Válvula de bola configurada‡	Válvula de bola "flotante"***
Clases de presión ANSI Gama usual de tamaño, in Gama de temperatura, °F	125 a 2 500 1/2 a 16 Criogénica hasta 1 500	150 a 600 1/2 a 8 -100 a 450	150 a 300 1/2 a 4 -100 a 450	125 a 2 500 1/2 a 24 50 a 800	125 a 300 2 a 24 -20 a 300	150 a 600 2 a 42 Criogénica hasta 1 500	125 a 600 1 a 24 Criogénica hasta 1 000	125 a 300 1/2 a 12 -50 a 400
Caída de presión, psi Capacidad relativa a 3 in costo con relación a 3 in	hasta 100* 1 000 100‡	375 70	750 70	3 000 190	200 250 5 0	1 440 200 6 5	hasta 1 440 240 80	hasta 720 350 80
Costo relativo de mantenimiento	Bajo	Moderado	Moderado	Alto	Máximo	Alto	Alto	Alto
Característica de flujo	Cualquiera	Cualquiera	Cualquiera	Cualquiera	Porcentaje igual	Lineal	% igual modificado	% igual modificado
Capacidad de cierre*	30 a 50:1	30 a 50:1	30 a 50:1	30 a 50:1	100:1	75:1	200 a 300:1	100:1
Aplicación típica	Reducción de vapor; control flujo con ΔP alta; aplicación general	servicio corrosivo	servicio corrosivo	Control flujo; aplicación general	Servicio general con AP baja; corrosivos. alto volumen	Servicio general; agua; vapor; hidrocarburos; deshidratación de gas natural	Servicio general; pulpa y pastas erosivas; cloro seco; vapor supercalentado	Servicio general; agua, vapor saturado
Tendencia a su empleo	Normal	Menor	Menor	Mucho menor	Mayor	Mayor	Mayor	Mayor

Leyendas:
 * Los valores están comparados con una válvula de globo con guía de jaula que tiene una base de 100.
 † La capacidad de cierre es la relación entre C_v máximo y C_v mínimo controlable.
 ‡ La válvula de mariposa de alto rendimiento tiene disco descentrado, soportado con muñón y apta para gran caída de presión.
 § La válvula de bola configurada tiene bola parcial soportada con muñones.
 *** La válvula de bola "flotante" tiene bola completa soportada por asientos.

das de presión, aunque algunas son para aplicaciones en donde la caída de presión no excede de 100 psi.

La capacidad para caída de presión de las válvulas de bola, mariposa y otras de eje rotatorio depende en gran parte de: 1) el soporte para el elemento de válvula, 2) tamaño y ubicación de los cojinetes para el eje y 3) diseño del asiento y sello. En consecuencia, las capacidades para caída de presión varían mucho entre las válvulas comunes de eje rotatorio. Por ejemplo, la válvula de bola montada en muñones puede soportar grandes caídas de presión, mientras que algunos tipos de bola flotante están limitados a caídas de 300 a 400 psi o menos. Hay válvulas de mariposa de diseño especial que pueden soportar caídas mayores de 1 000 psi, pero la válvula de mariposa común con revestimiento de caucho funciona por lo general hasta 100 o 200 psi.

El fluido en la selección de la válvula

Según sea el fluido que se vaya a trabajar se hará la selección de la configuración de la válvula. Por ejemplo, las pastas aguadas fibrosas o erosivas son difíciles de manejar y se deben seleccionar válvulas que ofrezcan óptimos control y duración.

Otro ejemplo es el manejo de materiales corrosivos. No siempre se pueden obtener aleaciones con metales raros resistentes a la corrosión hechas por vaciado; por tanto, la solución pueden ser cuerpos con revestimiento de TFE o hechos a partir de barras. Por fortuna, en la mayor parte de las aplicaciones son para líquidos que no son muy corrosivos a temperaturas y presiones razonables. Por ello, los materiales que más se utilizan para los cuerpos de válvulas son el hierro y el acero al carbono fundidos.

Límites de temperatura

La temperatura es otro aspecto importante del funcionamiento. Las válvulas que tienen sellos o superficies de cojinetes de materiales elastoméricos no pueden funcionar con temperaturas mayores de 300 a 400°F. Los límites de temperatura en la tabla II son aquellos dentro de los cuales pueden funcionar los elastómeros. Las fuerzas dinámicas aplicadas a los materiales también se deben tener en cuenta porque, en muchos casos, la resistencia al desgarramiento y otras propiedades físicas se degradan con rapidez cuando aumenta la temperatura.

Tabla II Límites sugeridos de temperatura para componentes elastoméricos de las válvulas

Material	Límites, °F
Caucho (hule) natural	-60 a +160
Neopreno	-40 a +175
Nitrilo	-20 a +200
Poliuretano	-40 a +200
Butilo	-20 a +300
Etileno-propileno	-40 a +300
Tetrafluoroetileno (TFE)	0 a +450
Siliconas	-65 a +400

Para el servicio criogénico se necesitan válvulas con masa de enfriamiento lento, distancia corta entre caras para facilitar la instalación y alguna forma de mantener la empaquetadura de la válvula fuera de la zona de la caja fría. El servicio con temperaturas sumamente elevadas requiere configuración, guarniciones y materiales de construcción especiales.

Capacidad para cierre

Además de la temperatura hay otros criterios para determinar la guarnición (o componentes internos) de la válvula. Un aspecto que con frecuencia se descuida al seleccionar una válvula de control económica es el grado al cual debe cerrar la válvula, que puede ser desde una cantidad más o menos pequeña de escurrimiento en la posición cerrada (como en la válvula de mariposa de disco oscilante) hasta fugas de menos de una burbuja por minuto en válvulas de globo con asientos blandos. La norma ANSI B16.104 indica las fugas o escurrimiento en las válvulas de control.

Las especificaciones estrictas para el cierre aumentan el costo de una válvula. Supóngase una válvula de globo de 4 in que funciona con una temperatura de unos 600°F y con una caída de presión de 1 000 psi en la posición cerrada. Si se pueden permitir escurrimientos de 0.5% o del 0.1% del volumen máximo, el precio podría ser de unos 1 500 dólares incluido el actuador neumático. Si el grado de fugas se debe restringir a 1 o 2 burbujas por minuto, el precio podría exceder de 3 000 dólares. Se debe conocer el grado de fugas que se puede permitir y especificar la válvula adecuada. De lo contrario, quizá se deba pagar un precio muy elevado por actuadores de gran tamaño o válvulas de construcción especial.

Características del flujo

Aunque se ha dicho mucho de las características de flujo en muchas publicaciones técnicas, sigue siendo uno de los factores que menos se entienden en la selección de las guarniciones de las válvulas. Las tres características más comunes: lineal, porcentaje igual y apertura rápida son inherentes, es decir, determinan la capacidad inherente de una válvula con una caída constante de presión en ella cuando se desplaza el macho.

- La característica lineal se explica por sí sola; la capacidad de la válvula varía en forma lineal de acuerdo con el recorrido del macho.

- La característica de apertura rápida es lineal en la primera parte del recorrido y, después, hay muy poca ganancia de capacidad. Esta característica se encuentra en una válvula de disco o vástago en donde la superficie de estrangulación está expuesta al flujo de fluido para modular la capacidad en las primeras etapas del recorrido de la válvula de control.

- La característica de porcentaje igual hace que la capacidad de flujo aumente el mismo porcentaje por cada distancia igual de la carrera. Por ejemplo, si se suponen aumentos de capacidad de 10 % en la primera 0.1 de in de carrera, aumentará otro 10 % en la siguiente 0.1 de in, y así sucesivamente, hasta que la válvula esté abierta

del todo. Esta característica aparece como línea recta en un trazo semilogarítmico y es exponencial, no lineal.

La caracterización del flujo en la válvula tiene como objetivo principal indicar cómo varía la ganancia en la válvula para compensar los cambios en la ganancia del proceso cuando cambian las cargas. La ganancia de la válvula indica la sensibilidad de su salida (flujo) a los cambios en la entrada (recorrido del elemento). Una válvula de alta ganancia tiene un cambio grande en el flujo con un cambio pequeño en la posición del elemento.

Por tanto, 1) la característica de apertura rápida tiene alta ganancia durante el recorrido inicial del macho y, luego, una ganancia baja en las secciones superiores del recorrido; 2) la característica lineal mantiene una ganancia constante durante todo el recorrido; 3) la característica de porcentaje igual y las características relacionadas parabólicas modificadas son de baja ganancia en las regiones de recorrido pequeño, pero la ganancia tiene un marcado aumento cuando se aumenta el recorrido o carrera del elemento.

Las características de flujo se consideran como inherentes y son las que se observan cuando la caída de presión en la válvula es constante. Sin embargo, el flujo en la válvula no tiene sólo la influencia de la superficie. Las variaciones en la caída de presión en la válvula también ocasionan cambios en el flujo, aunque la superficie en la válvula sea constante. En las pruebas de laboratorio, cuando se mantiene constante la caída de presión se produce un flujo que es sólo función de la carrera de la válvula. En la práctica, la relación que hay entre el flujo y la carrera se denomina característica de flujo con válvula instalada, o sea, la obtenida en servicio cuando la caída de presión varía de acuerdo con el flujo y con otros cambios en el sistema.

La caída de presión en la válvula también influye en la cantidad de cambio en el flujo que ocurre debido al cambio en la carrera. Considérese una válvula lineal en un sistema en donde la caída de presión aumenta según la carga de flujo. Con flujos de poca carga con carreras cortas, la caída también será pequeña. Conforme aumenta la carga de flujo también se incrementa la caída de presión. Cuando se hacen trazos de los puntos de datos de flujo se ve que, aunque la característica inherente de flujo de esta válvula es lineal, la característica con válvula instalada se aproxima más a la de porcentaje igual.

A la inversa, si la caída de presión cambia según el flujo en forma que, cuando aumenta la carga de éste, se reduce la caída de presión en la válvula, entonces la característica de flujo con válvula instalada será más parecida a la característica de apertura rápida. Para establecer la característica con válvula instalada se necesita un análisis dinámico del sistema, de modo que la ganancia de la válvula compense las variaciones en la ganancia en el proceso.

En la tabla III aparecen lineamientos para la selección de la característica adecuada de flujo. El método óptimo para seleccionar una característica es un análisis dinámico del sistema de control. En la bibliografía al final de este capítulo se puede encontrar mayor información sobre este tema.

Si se tiene un buen análisis dinámico del sistema o si hay tiempo para hacerlo, se puede seleccionar la caracte-

Tabla III Lineamientos para la selección de característica de flujo.

Factor para controlar	Condiciones encontradas	Usar característica de
Nivel de líquido	Caída de presión aumenta en 2:1 o más cuando aumenta el flujo	Apertura rápida
	Cualquier otra	Lineal
Presión	Líquido	Porcentaje igual
	Fluido compresible: Sistema rápido: bajo volumen corriente abajo (por lo general menos de 10 ft de tubo); la presión aumenta con rapidez	Porcentaje igual
	Sistema lento: por lo general más de 100 ft de tubo corriente abajo	Lineal
	Si la caída de presión varía más de 5:1 para un sistema rápido o lento	Porcentaje igual
Flujo	Elemento de medición en serie con la válvula	Lineal
	Elemento de medición en una derivación: Medidor lineal .	Lineal
	Medidor de raíz cuadrada	Porcentaje igual
	Flujo pequeño; gran variación en la caída de presión en la válvula	Porcentaje igual

terística más adecuada para una función particular de control, sin consultar los lineamientos de la tabla III. Pero sin el análisis dinámico se pueden evitar las dificultades si se aplican las sugerencias anteriores, aunque no se pueda lograr un control óptimo.

La experiencia y el gran número de análisis indican que, en caso de duda, es preferible utilizar la característica de porcentaje igual. Si se utiliza la característica lineal en donde habría sido mejor la de porcentaje igual, muchas veces se tendrá un sistema inestable. Sin embargo, la situación opuesta rara vez ocasiona inestabilidad. Por fortuna, la característica de porcentaje igual es inherente en la mayor parte de las válvulas de bola y de mariposa comunes.

Una teoría que data de finales de la década de 1950 y que ha vuelto a aparecer sostiene que existe una característica "universal" entre la lineal y la de porcentaje igual. El empleo de una característica universal en un sistema de flujo depende de 1) el porcentaje de caída total del sistema indicado para la válvula, 2) la gama de carga, 3) la ganancia en el bucle de control cuando varía la carga y 4) el cambio en la pérdida total en el sistema como función de la carga. Es posible que esta característica sirva para algunas aplicaciones, pero en la mayor parte de los casos no es muy fácil obtener un control tan bueno como el de una característica lineal o de porcentaje igual bien seleccionada.

Capacidad de cierre de válvulas de control

El término capacidad de cierre requiere hacer la distinción como capacidad inherente de cierre y capacidad con la válvula instalada.

La **capacidad inherente** se define como “la relación entre los coeficientes de flujo máximo y mínimo entre los cuales la ganancia de la válvula no excede de la ganancia especificada en alguna relación expresa”. Por supuesto, esta definición está sujeta a la limitación de que la capacidad inherente, en ningún caso, debe exceder de 100 dividido entre el porcentaje de fugas o escurrimiento.

Por ejemplo, si una válvula de tipo de orificio doble o equilibrada con fugas de alrededor del 0.5% pudiera estrangular hasta el punto de contacto con el asiento, la capacidad inherente sería de 200. Si la válvula tuviera cierre hermético (cero fugas) y también pudiera estrangular hasta el punto de contacto con el asiento, la capacidad inherente sería infinita. Pero no es posible obtener control preciso hasta el punto de contacto con el asiento por las tolerancias necesarias entre las piezas. (Esto tiene un efecto importante en la capacidad conforme el macho se aproxima al asiento.)

El punto de mínimo flujo controlable suele ocurrir en el punto del flujo por el espacio libre, que se lograría por el espacio libre o tolerancia entre el macho y la jaula de la válvula. Dado que el flujo por el espacio libre puede ser hasta del 2 % del flujo total, esto indicaría una capacidad inherente de cierre de 50.

La **capacidad de cierre con la válvula instalada** se define como “la relación entre flujo máximo y mínimo con la cual la válvula instalada producirá un control satisfactorio”. Muchas personas opinan que dicha capacidad de cierre con la válvula instalada se puede establecer con la curva de la característica inherente más el conocimiento de la gama de condiciones reales de servicio. Esto ocurre rara vez y, de hecho, sólo se aplica cuando el factor limitador es el escurrimiento.

Los siguientes aspectos ayudarán a efectuar un cálculo con exactitud razonable de la capacidad de cierre con la válvula instalada:

- La ganancia requerida en la válvula, mayor que la gama de flujo que se pretende.
 - La característica inherente de flujo de la válvula.
 - La relación máxima permisible entre la ganancia real y la requerida.
- Características de fuerza del vástago en la región de baja circulación.
- Rigidez del actuador.

En este momento se verá que hay algunas limitaciones serias cuando se trata de calcular la capacidad de cierre con válvula instalada. Para hacerlo con cierta confianza se requiere mucho tiempo y la consulta de información no está disponible con facilidad. Aunque raras veces se justifica un análisis completo de la capacidad de cierre con válvula instalada, hay algunas reglas que evitarán problemas en este aspecto:

1. Siempre que sea posible, selecciónese la característica de flujo que mejor concuerde con los requisitos del sistema.

2. No debe esperarse que la capacidad con válvula instalada exceda de la calculada con escurrimiento.

3. El accionamiento de una válvula de globo equilibrada con una elevación o alzada menor de 0.050 in requiere que la carga del resorte del actuador (lb por in) sea bastante mayor que la caída de presión (psi) o podrán surgir problemas con un gradiente negativo.

Materiales para empaquetaduras

Salvo que se especifique lo contrario, una válvula de control tiene la empaquetadura estándar del fabricante para la aplicación. A veces, la experiencia del fabricante y su conocimiento de las ventajas y desventajas de los materiales de empaquetadura disponibles hacen que recomiende un diferente al espaciado.

Los materiales básicos para empaquetaduras en uso casi general incluyen asbesto (amianto), grafito y TFE. El asbesto es de bajo costo y estable hasta unos 800°F, pero produce un sellamiento de alta fricción.

Las empaquetaduras de grafito también pueden tener alta fricción. El grafito es estable hasta 3 000°F en servicio no oxidante, pero los límites prácticos son 740°F para servicio oxidante y 1 200°F para el no oxidante. Tiene elevada conductividad térmica y larga duración, pero necesita mayor presión del portaempaquetadura para funcionar sin fugas. Además, es impermeable a gran cantidad de líquidos, incluso ácido sulfúrico hasta el 95% a 160°F, el hidróxido de sodio a todas las concentraciones y casi todos los compuestos inorgánicos. Sin embargo, los oxidantes fuertes no siempre son compatibles. El clorito de sodio, el hipoclorito de sodio, el bromo, el cloro y el yodo atacan las empaquetaduras de grafito a una temperatura mayor a la ambiente.

Los materiales de TFE, más inertes, son adecuados para emplearlos con oxidantes fuertes y también tienen baja fricción; requieren vástago con acabado liso (4 a 6 micropulgadas RMS) y permitirán fugas si la superficie del vástago o la empaquetadura están dañadas. La temperatura debe ser entre -40 y 450°F.

Para lograr propiedades óptimas se pueden combinar diversos materiales. Dos ejemplos de materiales que no son adecuados para empaquetaduras cuando se utilizan solos, pero producen mejores empaquetaduras cuando se utilizan como impregnantes son los metales blandos y la fibra de vidrio. Algunos metales blandos producen mejor retención y protección catódica en sistemas en donde hay el problema de corrosión del vástago o del portaempaquetadura. Las sustancias como el disulfuro de molibdeno refuerzan el material de empaquetadura y se emplean a menudo con las de TFE.

Para lograr la respuesta de máxima sensibilidad del actuador a una señal de entrada se requiere la fricción más baja que sea posible, sin fugas, en la empaquetadura. Los proveedores de empaquetaduras ofrecen una serie de composiciones para baja fricción.

■ Asbesto trenzado impregnado con TFE y moldeado en anillos divididos.

■ Fibras de asbesto, “lana” de plomo, grafito en escamas, partículas de metal y aglutinante de Neopreno.

- Hilaza trenzada, preencogida, de fibras de Nylon, trenzada, impregnada con TFE.

- Anillos moldeados de TFE, fibras de vidrio y material de composición.

- Asbesto africano azul, con trenzas cuadradas impregnado con TFE.

Todas las empaquetaduras requieren mantenimiento periódico. Aunque las de TFE con carga de resorte necesitan menos mantenimiento que otras, se deben esperar pequeñas fugas. Para tener cero fugas, se requiere un sello de fuelle con conexión para fuga y empaquetadura de apoyo. Por lo general, este gasto no se justifica excepto para líquidos peligrosos o materiales de precio muy alto.

Se pueden utilizar lubricantes para reducir la fricción. Los espaciadores de anillo de cierre hidráulico en sitios adecuados en el vástago entre los anillos de empaquetaduras dejan pasar el lubricante al vástago y se puede agregar más lubricante en cualquier momento. La composición del lubricante es opcional, pero debe ser compatible con los fluidos que se manejan y el material de la empaquetadura. Para temperaturas bajas o altas, moderadas, se utilizan mucho los fluidos de siliconas; pero a más de 500°F se carbonizan y oxidan y a veces resulta peor el remedio que la enfermedad para obtener un cierre hermético o con baja fricción.

Tamaño de la válvula

Una vez seleccionada la configuración y la característica de flujo en la válvula, hay que determinar el tamaño de la válvula de control. La determinación consiste en la técnica para establecer el tamaño de válvula *más* adecuado para controlar el fluido del proceso. Una válvula muy pequeña no dejará pasar todo el volumen requerido; una muy grande puede ser un gasto innecesario y puede ocasionar problemas de desgaste de las guarniciones y de control, con cantidades muy pequeñas de recorrido.

Hay varias técnicas para determinar el tamaño; algunas son a base de una calculadora manual programable. Esto permite el cálculo de la capacidad requerida de la válvula con base en los volúmenes máximo y mínimo del sistema y en la caída de presión en cada condición. Para los líquidos, esta capacidad se expresa con el coeficiente C_v , que es igual al número de galones de agua a 60°F que pasarán por la válvula en un minuto con una presión diferencial de 1 psi; se crearon los coeficientes C_g y C_v para gases y vapor de agua a fin de corregir los efectos de la compresibilidad y las limitaciones en el flujo crítico cuando aumentan las caídas de presión.

Algunos fabricantes no utilizan los coeficientes C_g y C_v , sino un método de conversión en que se emplea el coeficiente C , para capacidad con la válvula totalmente abierta.

Con la técnica utilizada por los fabricantes para determinar el tamaño, es cuestión de unos minutos determinar el coeficiente de capacidad, determinar si hay condiciones que produzcan cavitación o vaporización con manejo de líquidos o flujo crítico de gases y, luego, seleccionar la válvula adecuada con la tabla de tamaños. La mayoría de los fabricantes tienen una progresión

lógica de capacidad para ayudar a seleccionar los tamaños. Hay guarniciones restringidas para aplicaciones en donde la futura demanda de capacidad pueda ser mayor que la actual o cuando el diseñador quiere evitar una situación en la que habría que emplear reductores en una tubería de 8 in para utilizar una válvula de 2 in.

Cavitación

Hay tres clases de flujo o líquido en una válvula de control: con cavitación, sin cavitación y de vaporización instantánea. Al usuario le interesan las tres debido a la posibilidad de daños mecánicos y de ruido excesivo de la válvula.

Para flujo de líquidos sin cavitación y de vaporización instantánea, las pruebas de laboratorio y la experiencia indican que la intensidad del ruido es muy baja y no suele ser un problema. Además, el diseño y selección correctos del material puede eliminar los daños mecánicos por esas dos causas. Por ejemplo, los daños por erosión causados por la vaporización del líquido se pueden reducir o eliminar si se especifican materiales para cuerpo y guarniciones resistentes a la erosión.

El flujo con cavitación puede ocasionar un ruido considerable y daños que inutilizarán la válvula. Por tanto, la cavitación es muy importante al seleccionar válvulas para líquidos.

La cavitación es la formación y aplastamiento de burbujas en la corriente de líquido. Cuando éste pasa por el orificio de una válvula de control aumenta su velocidad y se reduce su presión estática. En muchas instalaciones, el aumento de velocidad hace que la presión dentro de la válvula de control baje a menos de la presión de vapor del líquido y que se formen burbujas. Cuando éste avanza hacia corriente abajo hacia una superficie más grande se reduce la velocidad y hay recuperación de la presión. Cuando la presión estática excede la presión de vapor del líquido ocurre el aplastamiento de las burbujas, que genera ondas de choque de alta presión que ocasionan golpe de ariete contra la salida de la válvula y las tuberías. Las presiones en las cavidades en que ocurre este aplastamiento, que se dice que en algunos casos han llegado a 500 000 psi, pueden ocasionar daños rápidos y serios en la válvula y la tubería.

La ecuación utilizada para determinar la caída máxima de presión que produzca el flujo en las válvulas de globo, también se puede emplear para indicar cuándo puede ocurrir cavitación importante. Una cavitación pequeña puede ocurrir con una presión diferencial un poco menor que la predicha con la ecuación y en la mayor parte de los casos producirá daños insignificantes. Esta ecuación es

$$AP = K_m(P_1 - r_c P_v)$$

en donde AP = caída máxima permisible en la presión, K_m = coeficiente de recuperación de la válvula, P_1 = presión en la entrada, psi; r_c = relación crítica de presión, P_v = presión de vapor del líquido en la condición de entrada (psia).

Para válvulas rotatorias con alta recuperación, la ecuación se convierte en

$$\Delta P_c = K_c(P_1 - P_v),$$

en donde K_c es un índice de cavitación.

La resolución de los problemas de cavitación empieza, ya sea, con el control del proceso de cavitación o, lo que sería ideal, eliminarla por completo. Antes de que aparecieran guarniciones anticavitación, se utilizaban, y todavía se utilizan, diversas técnicas con éxito variable.

Una de esas técnicas que se volvió muy común fue el empleo de material para el cuerpo y guarniciones resistentes a la erosión. Otro intento para prolongar la duración de la válvula o la tubería fue el empleo de un componente de sacrificio, en la válvula o en la tubería de corriente abajo. Un ejemplo es la válvula en ángulo de reducción de flujo con un revestimiento endurecido en la parte de salida del cuerpo. El buen éxito de este método depende de la intensidad de energía en la caída de presión y en el volumen de flujo. Si ambas son elevadas, el componente de sacrificio se desgastará muy pronto.

Otro método para evitar la cavitación es compartir la caída total de presión, ya sea entre válvulas en serie o entre una válvula y un orificio de división o un tubo capilar. Si se emplean las válvulas en serie, se complicarán los problemas del control y el costo inicial del equipo puede ser prohibitivo. La desventaja del orificio de división corriente abajo es que sólo se aplica con bajos volúmenes de flujo y tiene escasa aplicación para control de estrangulación.

La ubicación adecuada de la válvula a lo largo de la trayectoria de flujo puede permitir un control eficaz y económico de la cavitación. Por ejemplo, si se coloca la válvula junto a un tanque y se deja que la vaporización sea en el tanque, se eliminan los problemas de cavitación que ocurrirían si la válvula estuviera en otro lugar.

Todos estos métodos tienen aplicación limitada, corta duración o quizá ambas cosas. En último análisis, el requisito suele ser una combinación de válvula y guarniciones que controle el sitio en que hay cavitación y evite los daños o elimine del todo la posibilidad de cavitación.

La caída de presión y el volumen de flujo suelen ser los factores principales para seleccionar la mejor combinación de cuerpo y guarnición en donde hay la posibilidad de cavitación. Cuando más altos sean esos valores, más complejo debe ser el conjunto de cuerpo y guarnición. También intervienen los aspectos críticos y económicos de la aplicación, por lo cual es ventajoso poder disponer de diversas combinaciones de cuerpo y guarniciones para escoger la mejor y más económica para el caso.

Para aplicaciones con poca caída de presión y bajo volumen de flujo, una cajuela con orificios de cuchilla en la pared de la jaula (Fig. 5) fue una de las primeras combinaciones útiles de cuerpo y guarniciones. Cuando el macho se separa del asiento, se abren más orificios para el fluido. El chorro de cada orificio apunta al centro para encontrarse con el chorro diametralmente opuesto. Un "cojín" de líquido rodea el núcleo central del líquido que puede producir cavitación con lo que se evita el contacto de las burbujas al aplastarse contra las superficies metálicas del asiento.

Para aplicación con presiones diferenciales o caídas de presión de 1 000 a 3 000 psi la alta energía requiere una

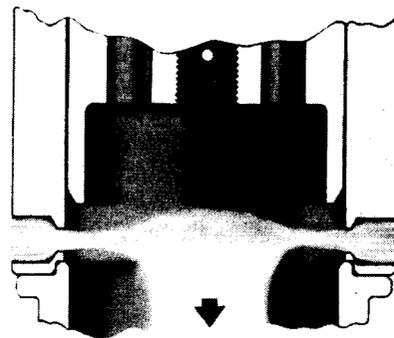


Fig. 5 Los agujeros de la jaula forman un "cojín" de líquido que evita que los líquidos productores de cavitación toquen la superficie metálica

combinación de cuerpo y guarniciones que evite la cavitación. Si se puede utilizar una sola válvula de control, los componentes internos deben "absorber" la caída de presión por etapas, para que la presión del caudal siga siendo mayor que la presión de vapor del líquido. Las válvulas que tienen este tipo de guarniciones (Fig. 6) incluyen secciones cilíndricas concéntricas con orificios taladrados especiales. En el funcionamiento, cada sección "escalona" la caída de presión, y el número de etapas requerido depende de la presión de entrada y la caída total de presión en la válvula.

Este diseño de jaula también se puede configurar para aplicaciones en que la caída de presión en la válvula disminuye conforme aumenta la carrera del macho. Esta configuración permite escalonar la presión y proteger contra la cavitación con poca elevación del macho si se necesita. El número de etapas es cada vez menor conforme disminuye la caída de presión con mayor carrera del macho. Hay otros diseños para evitar la cavitación y la mayor parte de ellos funciona con alguna variante del principio de etapas múltiples o trayectoria tortuosa a fin de dividir la caída total de presión en muchas caídas más reducidas.

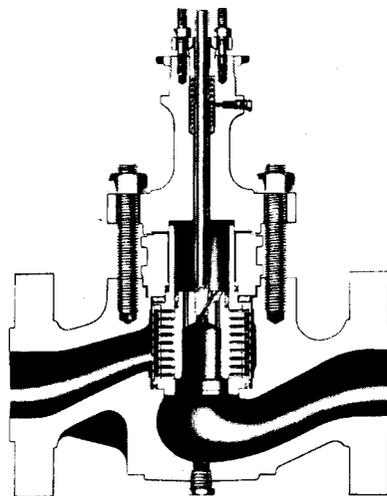


Fig. 6 Válvula con guarnición para AP de 1 000 a 3 000 psi

Ruido excesivo de la válvula

Las presiones, volúmenes y temperaturas de muchos procesos han aumentado con el paso de los años, con el incremento consecuente en el ruido de funcionamiento de las válvulas de control del flujo compresible. La respuesta de los fabricantes ha sido producir guarniciones de válvulas reductoras de ruido y configuraciones de válvulas para alta capacidad.

El primer paso para entender la actual tecnología para disminuir el ruido de válvulas es conocer las principales fuentes del ruido en las válvulas de control.

Una fuente, que es la vibración mecánica de los componentes de la válvula, ocurre por fluctuaciones aleatorias en la presión dentro del cuerpo o por el choque del fluido contra las piezas móviles o flexibles. Un tipo más común de vibración, que es el movimiento lateral del macho contra sus guías, produce sonido de una frecuencia menor de 1 500 Hz, que muchas veces se describe como tintineo metálico.

Otro tipo de vibración es la de un componente de la válvula que resuena a su frecuencia natural, lo cual genera un tono uniforme con una frecuencia de 3 000 a 7 000 Hz. Los componentes de válvulas susceptibles de vibración a la frecuencia natural son los machos conformados con faldón hueco y los componentes flexibles como el anillo metálico de sello de una válvula de bola.

En ambos tipos de vibración, el ruido es secundario porque puede ser una advertencia de una falla de la válvula. La vibración resonante produce esfuerzos grandes que fatigan la pieza. Pero la mayor parte de las válvulas modernas son de un diseño muy conservador, fuertes, resistentes y con buenas guías y eliminan la vibración para asegurar una larga duración. El ruido ocasionado por las vibraciones ya casi no tiene importancia.

Actuador

Por lo general, el último paso en la especificación de las válvulas es seleccionar el actuador. Dado que es parte integrante de todos los cuadros de control automático, produce la fuerza motriz requerida para ubicar al elemento de control final. Dado que la estabilidad y funcionamiento del cuadro se basan en funcionamiento satisfactorio del actuador, éste debe poder controlar las muchas y variables fuerzas estáticas y dinámicas creadas por la válvula.

Hay cuatro tipos básicos de actuadores para control de estrangulación disponibles para los muchos estilos de válvulas: 1. resorte y diafragma, 2. pistón neumático, 3. motor eléctrico, 4. hidráulico o electrohidráulico.

Actuadores de diafragma

El actuador neumático de resorte y diafragma, muy común y muy sencillo (Fig. 7) es de bajo costo y muy confiable. Estos actuadores suelen funcionar con aire a presiones entre 3 y 15 psi o entre 6 y 30 psi. Por ello, suelen ser adecuados para servicio de estrangulación mediante señales directas desde los instrumentos. Los tipos disponibles incluyen resortes ajustables o una amplia se-

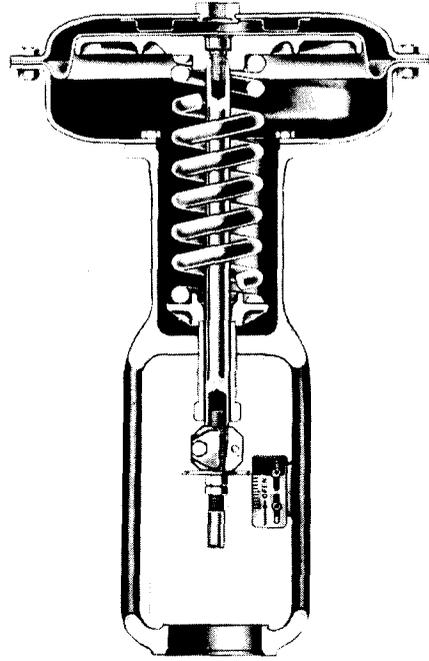


Fig. 7 Actuador neumático de resorte y diafragma

lección de resortes para adaptar el actuador a la aplicación. Los actuadores de resorte y diafragma tienen menos piezas móviles que se puedan dañar y, por ello, son muy confiables. Si tienen alguna falla, el mantenimiento es fácil.

La mayor ventaja de estos actuadores es que son de falla sin peligro. Cuando se aplica el aire en la cubierta del actuador, el diafragma mueve la válvula y comprime el resorte. La energía del resorte mueve la válvula otra vez a su posición original cuando se corta el aire. En caso de pérdida de señal de presión en el instrumento o en el actuador, el resorte mueve la válvula a la posición original de falla sin peligro. En estos actuadores la válvula puede quedarse abierta o cerrada por falla debida a pérdida de la señal de presión.

La principal desventaja de estos actuadores es su capacidad un tanto limitada. Gran parte del empuje del diafragma lo recibe el resorte y no produce ninguna salida. Este actuador no resulta económico para requisitos mayores de 2 000 lb de empuje o torsión (par) mayor de 5 000 in-lbs. Salvo en circunstancias muy especiales, el empleo de actuadores para mayores capacidades puede resultar muy costoso. No es económico construir y utilizar actuadores de diafragma para esa gama de empuje, porque el tamaño, peso y precio serían desproporcionados.

Actuadores de pistón

Cuando se requiere mayor potencia que la disponible con un actuador de resorte y diafragma se puede utilizar uno de los otros tipos antes mencionados. Los actuadores neumáticos de pistón son los más económicos en cuanto a la fuerza producida para accionar válvulas automáticas de control. Suelen funcionar con presión de entrada entre 50 y 150 psi. Aunque algunos tienen resortes de retorno, esta construcción tiene capacidad limitada.

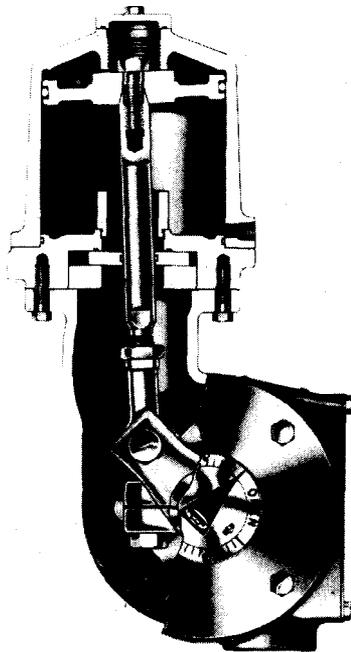


Fig. 8 Actuator neumático de pistón para una válvula de eje rotatorio

Los actuadores de pistón para servicio de estrangulación deben tener ubicadores de doble acción que en forma simultánea apliquen y quiten la carga en los lados opuestos del pistón (Fig. 8) para que se mueva hacia el lado de presión más baja. El ubicador detecta el movimiento del pistón y cuando llega a la posición requerida, iguala las presiones opuestas en el pistón para producir equilibrio.

El actuator de pistón, neumático, es una excelente elección cuando se requiere un aparato compacto y de alto empuje. También puede ser muy eficaz cuando las condiciones variables del servicio necesitan una amplia gama de fuerzas de salida. Estos actuadores que son casi totalmente metálicos, con pocas piezas de elastómeros, se adaptan con facilidad en donde hay altas temperaturas o humedad relativa.

Sus desventajas principales son que requieren aire a alta presión, la necesidad de emplear ubicadores en servicio de estrangulación y la carencia de sistemas integrados para falla sin peligro. Como se mencionó, pueden tener resortes opcionales para retorno, pero su empleo hace que su potencia sea casi la misma que la del actuator de diafragma. La única opción en vez de resortes son sistemas neumáticos de disparo para mover el pistón a su posición de falla sin peligro. Aunque estos sistemas son muy confiables, aumentan la complejidad, mantenimiento y costo del sistema.

En otros actuadores neumáticos de alta presión, de doble acción, se utilizan aspas o vejigas de caucho para producir el empuje o torsión de salida directamente.

Actuadores eléctricos

Los actuadores con motor eléctrico, que se utilizan en muchos procesos, consisten, por lo general, en motores

con trenes de engranes y están disponibles para una amplia gama de torsiones de salida. Son muy ventajosos para instalaciones remotas en las cuales no hay disponible ninguna otra fuente de potencia.

Los actuadores sólo son económicos en tamaño pequeño y para aplicaciones normales. Los actuadores grandes funcionan con lentitud y pesan mucho más que sus equivalentes neumáticos. En la actualidad, no hay actuadores eléctricos de alto empuje, económicos que tengan acción de falla sin peligro, excepto el cierre en la última posición. Los actuadores para estrangulación tienen limitaciones de capacidad y disponibilidad. En aplicaciones para acción continua, de cuadro cerrado, en que se requieren cambios frecuentes en la posición de la válvula de control, quizá no resulte adecuado el actuator eléctrico debido, principalmente, a su limitado ciclo de trabajo.

Actuadores hidráulicos y electrohidráulicos

Los actuadores electrohidráulicos (Fig. 9) tienen un motor y una bomba para enviar líquido a alta presión a un pistón que produce la fuerza de salida. El actuator electrohidráulico es excelente para servicio de estrangulación por su elevada rigidez (resistencia al cambio en las fuerzas en el cuerpo de la válvula) y su compatibilidad con las señales analógicas. La mayor parte de los actuadores electrohidráulicos puede producir empujes elevados, a menudo hasta de 10 000 lb. Sin embargo, tienen la desventaja de alto costo inicial, complejidad y tamaño.

Los actuadores hidráulicos, aunque en esencia son lo mismo que los electrohidráulicos, difieren en que reciben la potencia desde una unidad externa de bombeo. Una instalación hidráulica central puede suministrar líquido a una presión de hasta 3 000 psi. El control del actuator se logra con un servoamplificador y un sistema de válvulas hidráulicas. Este sistema puede dar máximo rendimiento como: rigidez excepcional, carrera rápida,

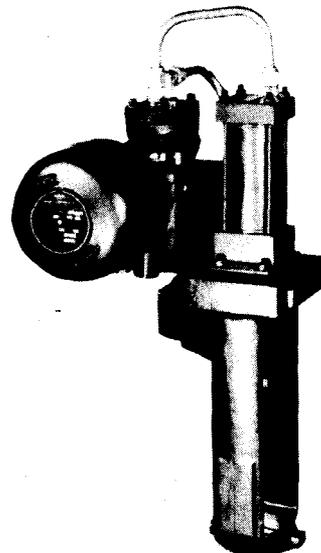


Fig. 9 El actuator electrohidráulico produce empuje elevado

empuje muy elevado (a veces hasta 50 000 lb) y muy buenas características de respuesta dinámica. Pero su precio es muy elevado.

Selección de actuadores

La selección del actuador para válvulas motorizadas incluye su rendimiento y los factores económicos. La eficiencia de la válvula de control depende de lo bien que el actuador resista las fuerzas que se le aplican. Además, un actuador puede ser parte importante del precio, en especial cuando se emplea con una válvula pequeña. Pero la selección cuidadosa puede permitir un considerable ahorro. Como se comentó, la gran variedad de tipos y tamaños de actuadores haría creer que la selección es compleja, pero no lo es. Si se tienen presentes algunas sencillas reglas, el conocimiento de las necesidades fundamentales del proceso facilitará mucho la selección.

Las características principales del actuador ayudarán a hacer la selección y son:

Fuente de potencia: La potencia disponible en el lugar en que está la válvula será la base para seleccionar el actuador. Los actuadores típicos se mueven con aire comprimido o electricidad. Sin embargo, en algunos se utiliza agua a presión, líquido hidráulico e incluso la presión en la tubería. En la mayor parte se utiliza aire comprimido a presiones entre 15 y 200 psi.

Como en todas las plantas se dispone de electricidad y aire comprimido, la selección del actuador depende de la conveniencia del suministro en el sitio en que está el actuador. Otras consideraciones incluyen la confiabilidad y la necesidad de mantenimiento del equipo de potencia y su efecto sobre el funcionamiento de las válvulas, así como la provisión de potencia de emergencia en sectores críticos de la planta.

Características de la protección contra fallas: Aunque las fuentes de potencia suelen ser muy confiables, muchos procesos requieren un movimiento específico de la válvula si falla la potencia. Los sistemas de protección contra fallas incluidos en muchos actuadores detienen el proceso a fin de evitar posibles pérdidas del producto en caso de una interrupción de la potencia. En algunos sistemas se almacena energía con resortes, tanques de aire o acumuladores hidráulicos. La falla de la potencia para el actuador hace funcionar el sistema de protección para mover las válvulas a la posición requerida y mantenerla hasta que se reanuda el funcionamiento normal.

Los actuadores permiten elegir el modo de protección para la válvula: que se quede abierta, se quede cerrada o se mantenga en la última posición. Algunos actuadores, como los de resorte y diafragma incluyen el mecanismo para protección sin costo adicional; en otros, puede ser opcional.

Capacidad del actuador: El actuador debe tener suficientes torsión o empuje para la aplicación específica. En algunos, los requisitos de torsión indicarán el tipo y las necesidades de potencia del actuador. Por ejemplo, en las válvulas grandes que requieren torsión o empuje altos, sólo se podrán utilizar actuadores eléctricos o electrohidráulicos, pues no hay disponibles actuadores neumáticos de suficiente capacidad. A la inversa, los electrohi-

dráulicos o hidráulicos serían una mala elección para válvulas que necesitan muy poca fuerza.

La combinación de la capacidad del actuador con los requisitos del cuerpo de válvula es preferible que la haga el fabricante. Aunque la determinación del tamaño no es difícil, la gran variedad de tipos en el mercado y el asesoramiento de los proveedores no requieren el conocimiento detallado de los procedimientos.

Ubicadores (“posicionadores”) de válvulas

Los ubicadores neumáticos tienen transductores para transformar la señal de un instrumento en una posición de la válvula, en vez de utilizar la señal neumática directamente en el actuador. Con algunos estudios se ha visto que los ubicadores se utilizan a menudo en donde los amplificadores neumáticos serían una mejor elección. Además, en muchos casos se puede lograr mejor control sin utilizar ni amplificador ni ubicador.

Las razones principales para utilizar un ubicador o un amplificador neumático son:

- Se requiere un intervalo dividido.

- Se desea una carga máxima de presión en vez de la señal del instrumento.

- Se desea el mejor control posible. Los ejemplos podrían incluir recuperación rápida después de las alteraciones o minimización del exceso de control o sobreimpulso.

La selección del ubicador o del amplificador tiene escasa relación con los aspectos dinámicos del proceso, pero no con el tamaño de la válvula, desequilibrio, fricción en la empaquetadura o longitud de la línea o la tubería de transmisión.

Tipos de proceso

Procesos “Lentos”:

La mayor parte de los sistemas térmicos, reactores, control de nivel de líquido y algunos con gas de baja presión y gran volumen.

Procesos “rápidos”:

Procesos con presión de líquido, gas a presión y de flujo de bajo volumen.

Ubicador o amplificador neumático

Ubicador rápido, sin restricción en la entrada. Se puede incluir amplificador neumático de orificios grandes, de 1:1 en el bucle del ubicador con actuadores grandes.

Amplificador neumático estándar (orificio de $1/8$ in) 0 de gran capacidad, de acuerdo con el tamaño del actuador y velocidad de carrera requerida.

La ganancia de presión del amplificador puede ser de 1:0 mayor, según sea la carga de presión en el actuador. No se recomienda ubicador. Si se emplea la restricción en la entrada debe ser en los actuadores pequeños y quizá sea indeseable en actuadores grandes.