

Funciones de control

Las funciones del actuador definen las opciones para su selección. Incluyen tipo de señal, alcance de la señal, temperatura ambiente, grado de vibración, velocidad y frecuencia de operación y la calidad de control requerida.

Los grupos de señales suelen ser para dos posiciones (conexión y desconexión) o analógicas (para estrangulación). Los actuadores para conexión y desconexión se controlan con interruptores eléctricos, electroneumáticos o neumáticos de dos posiciones. Es el control automático más sencillo y el menos restringido por los componentes mecánicos del actuador.

Los actuadores para estrangulación tienen exigencias tecnológicas mucho mayores en los aspectos de compatibilidad y rendimiento. Estos actuadores reciben su entrada desde instrumentos electrónicos o neumáticos que miden la variable del proceso. El actuador, después, debe mover al elemento de control final en forma exacta y oportuna en respuesta a la señal del instrumento para tener control eficaz. La **compatibilidad** con las señales de los instrumentos es inherente en muchos actuadores y se puede obtener con equipos que no son la instalación original.

La velocidad de la carrera, la vibración y la resistencia a la temperatura también pueden ser críticas para la aplicación. La velocidad de la carrera no suele ser muy crítica, pero es deseable que se pueda ajustar. Una velocidad alta puede ser perjudicial en bucles de control de líquido, por la posibilidad del golpe de ariete y los daños consecuentes en los componentes de la válvula.

En muchos casos, es deseable accionar el actuador a mano para el arranque 0 en emergencias. La mayor parte de los actuadores motorizados se pueden equipar con volantes opcionales para esa finalidad.

El peso del actuador al agregarlo al peso de la válvula de control puede necesitar soportes adicionales. La selección de actuadores compactos y ligeros de peso puede eliminar este gasto adicional. Muchas veces, los factores económicos son decisivos para la elección. El costo total del actuador, además del de adquisición, incluye gastos de operación y mantenimiento durante toda su duración útil. Estos costos varían mucho, pero son fáciles de determinar.

Un actuador sencillo con pocas piezas movibles facilita el servicio, suele causar menos problemas y el personal de mantenimiento puede trabajar con más facilidad. Un actuador específico para una válvula de control elimina la posibilidad de un error de aplicación. El actuador hecho en la misma fábrica y embarcado junto con ello eliminará cargos adicionales por instalación y facilita la obtención de piezas de repuesto. Las existencias de piezas de repuesto (refacciones), que son un importante costo oculto, pueden ser mínimas si se seleccionan actuadores que tengan piezas comunes.

Los actuadores de resorte y diafragma suelen costar menos que los de pistón de calidad comparable. Una parte del ahorro se obtiene con el empleo directo del aire de salida de los instrumentos, que en muchos casos permite eliminar los ubicadores o amplificadores. La característica inherente de protección de fallas en el actuador de

resorte y diafragma también es una consideración importante.

Si no se puede utilizar el actuador de diafragma en una aplicación, la mejor elección alterna será el neumático de pistón. Ofrece una buena combinación de elevado empuje, un costo inicial bajo y la sencillez y facilidad de mantenimiento de los actuadores neumáticos.

Al escoger el tipo de actuador, el requisito fundamental es entender su aplicación. El conocimiento de la señal de control, modo de funcionamiento, fuente de potencia disponible, empuje o torsión requeridos, necesidad de accionamiento manual y posición de falla sin peligro facilitará las decisiones. Además, se deben tener en cuenta la sencillez, facilidad de mantenimiento y el costo total. Tampoco se debe pasar por alto la seguridad.

Tabla IV Resumen de ventajas y desventajas de los actuadores

Resorte y diafragma	
Ventajas	Desventajas
Bajo costo	Baja torsión disponible
Sencillez	Gama limitada de temperaturas
Acción inherente de falla sin peligro	Inflexibilidad en los cambios de las condiciones de servicio
Requiere baja presión de funcionamiento	
Ajustable	
Facilidad de mantenimiento	
Puede estrangular sin ubicador	
Carretas a alta velocidad	
Neumático de pistón	
Ventajas	Desventajas
Alta capacidad de torsión	Requiere accesorios para falla sin peligro
Compacto	Necesita ubicador para estrangulación
Ligero de peso	Precio más alto
Adaptable a alta temperatura ambiente	Necesita alta presión de suministro
Adaptable a requisitos variables de torsión de la válvula	
Puede tener carrera rápida	
Alta rigidez relativa del actuador	
Motor eléctrico	
Ventajas	Desventajas
Compacto	Costo y relación de torsión elevados
Adaptable para control remoto	No tiene falla sin peligro
	Capacidad limitada para estrangulación
	Carrera lenta
	No es ajustable
Electrohidráulico o hidráulico	
Ventajas	Desventajas
Alta torsión	Alto costo
Rigidez muy alta del actuador	Complejidad
Buena rigidez para estrangulación	Grande y pesado
Carrera rápida	Requiere accesorios para falla sin peligro

El actuador de resorte y diafragma es el más popular, adaptable y económico y debe ser el primero que se considere. Si hay que eliminarlo por las limitaciones inherentes, entonces el orden para selección será el de pistón, el eléctrico o electrohidráulico sin olvidar las capacidades y limitaciones de cada uno (tabla IV).

Sugerencias para instalación

Para considerar el tamaño de la tubería en contra del tamaño de la válvula hay que tener en cuenta la resistencia física de la válvula en relación con la de la tubería contigua. Las dos reglas empíricas que se suelen utilizar para ello son: tamaño de la válvula no menor que la mitad del tamaño de la tubería y tamaño de válvula no menor de dos tamaños menos que el de la tubería. Se puede aplicar cualquiera de las reglas sin menoscabo de la seguridad.

A menudo, se instalan las válvulas de control sin dar mucha importancia a la forma en que la disposición de la tubería contigua a la válvula puede influir en su funcionamiento. Los ingenieros de control de proceso determinan con cuidado el tamaño de cada válvula y especifican las características del macho; pero después, la distribución física de la instalación la hacen diseñadores de tubería que quizá no tengan muy en cuenta las funciones de control de la válvula. Con frecuencia se descuida la caída de presión en las válvulas de cierre y tubería contiguas.

Sería lamentable que en muchos casos el cuidado para especificar las válvulas en la etapa de ingeniería del proyecto y los esfuerzos del fabricante por proveer características y capacidades precisas de las válvulas quede anulado con métodos deficientes para instalación. Las siguientes recomendaciones ayudarán a obtener el mejor rendimiento posible de las válvulas de control.

1. Evítense instalaciones que puedan constituir un efecto de boquilla en la entrada a la válvula de control, pues perjudicarán las características de la válvula.

2. Evítense las válvulas de cierre de admisión muy cercanas entre sí porque influyen en las características y en la capacidad.

3. Si hay que utilizar válvula de cierre y derivación con una válvula de control, es preferible colocarla en una sección rectilínea. Hay que evitar los tubos múltiples sinuosos que a veces se utilizan con las válvulas de control para tener acceso. Pueden ocasionar problemas con la característica y la capacidad de la válvula.

4. Evítense dobleces agudos cerca de la entrada de la válvula. Las secciones rectas de entrada y salida de la válvula de control deben simular con la mayor aproximación posible, la tubería que se utilizó para establecer ori-

ginalmente la capacidad de flujo y la característica. Los datos de estas pruebas se basan en secciones rectas de alrededor de 5 diámetros nominales de tubo corriente abajo de la válvula y 12 diámetros corriente arriba para reductores y expansores; de 13 diámetros de tubo corriente arriba hasta la salida de un tanque; de 18 diámetros de tubo corriente arriba para codos orientados en el mismo plano y de 30 diámetros de tubo corriente arriba para codos orientados en un plano diferente.

Aunque estas recomendaciones suelen ser para casos ideales, si se aplican y se tiene cuidado al seleccionar la disposición de la tubería en torno a la válvula de control pueden ayudar a obtener el mejor rendimiento posible con la válvula seleccionada.

Referencias

1. Control Valve Handbook, 2nd ed., Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa, 1977.
2. Coughanowr, L. B., and Koppel, L. D., "Process System Analysis and Control," McGraw-Hill, New York, 1965.
3. Harriot, P., "Process Control," McGraw-Hill, New York, 1964.
4. Lloyd, S. G., and Anderson, G. D., "Industrial Process Control," Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa, 1971.
5. Lloyd, S. G., Generalized Control Theory, TM-8, Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa.
6. Murrill, P. W., "Automatic Control of Processes," International Textbook co., Scranton, Pa., 1967.
7. Schuder, C. B., The Dynamics of Level and Pressure Control, TM-7, Fisher Controls Co., Marshalltown, Iowa.
8. Schuder, C. B., "Control Valve Characteristics," *Instr. Control Syst.*, Mar. 1967.

Los autores



James A. Carey es subgerente de Chemical Sales Group de Fisher Controls, Co., Marshalltown, IA 50158. También ha trabajado en las secciones de refinerías, petroquímica y pulpa y papel. Tiene licenciatura en tecnología industrial de Texas A&M University



Donn Hammitt es gerente de Producto de Válvulas de control en la organización de comercialización de Fisher Control Co., en donde ha laborado en comercialización y diseño de válvulas. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería mecánica de Iowa State University y de University of Nebraska, respectivamente. Es el representante de Fisher ante Valve Manufacturers Assn.

Instalación, mantenimiento y detección de fallas en válvulas de control

He aquí algunas sugerencias para instalación y mantenimiento de válvulas de control y qué hacer si producen ruido o no contienen el líquido ni controlan el flujo.

Cullen G. Langford, E.I. du Pont de Nemours & Co.

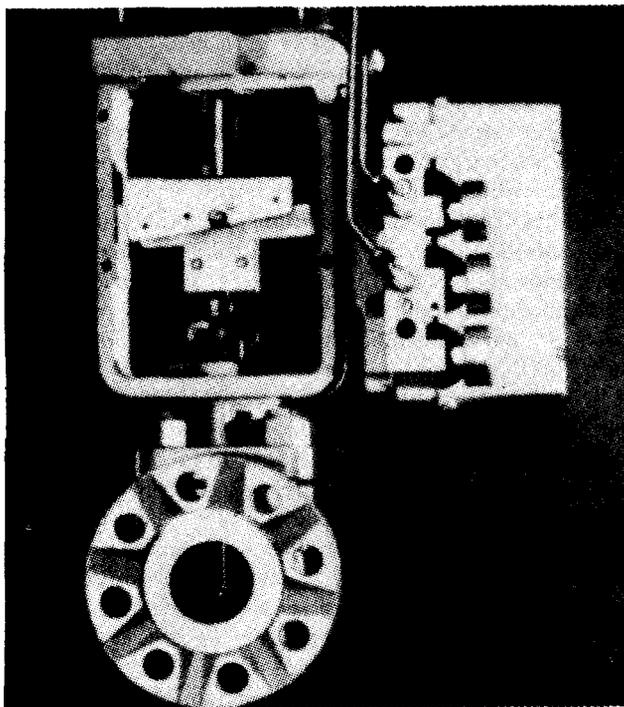
Las válvulas de control son componentes costosos y de gran importancia en una planta de procesos químicos. Se puede ahorrar mucho dinero y evitar problemas si se seleccionan las válvulas adecuadas y se presta atención a los aspectos prácticos con la experiencia tenida en la planta.

Instalación

La selección de la válvula de control adecuada para cualquier aplicación empieza con la *definición de la función de la válvula*. Si, por ejemplo, es una válvula con control para abrir y cerrar, entonces lo principal son la sencillez y la confiabilidad. Si se requiere modulación muy rápida y precisa, como en el respiradero contra borboteo de un compresor, entonces se necesita una válvula de alta calidad, que tenga el vástago y el macho alineados con precisión y que tengan ubicador de alto rendimiento y, quizá, también relevadores amplificadores.

Definir bien el fluido. Incluye conocer las presiones, temperaturas y volúmenes de flujo nominales así como la viscosidad, densidad, propiedad corrosiva, etc., del fluido. Si pueden ocurrir problemas específicos se necesitan detalles adicionales. Para los líquidos es necesario conocer su presión de vapor para determinar si habrá cavitación y vaporización instantánea. Las desviaciones de las condiciones nominales de funcionamiento pueden ser de consecuencias. Un aumento breve pero grande en la temperatura puede producir serios daños en algunos tipos de juntas y empaquetaduras.

El tamaño *de válvula* requerido se puede determinar con los métodos establecidos para cálculo, que van desde las



reglas de cálculo especiales para válvulas de control hasta la aplicación en computadora de la Norma S75.01 de Instrument Society of America (ISA).

Las condiciones de funcionamiento y los cálculos también pueden eliminar ciertos *estilos de válvulas* en la consideración. Por ejemplo, la cavitación es más probable con

las válvulas rotatorias de alta recuperación y, a veces, se puede evitar con una de globo.

Los **proveedores** son buena fuente de información y asesoramiento, pero no se debe esperar que acepten toda la responsabilidad en las decisiones. La selección de un proveedor puede ser tan sólo aceptar sus normas de fabricación o puede incluir un estudio minucioso. Los factores que se deben tener en cuenta incluyen:

- Precio de la válvula.
- Capacidad del fabricante (instalaciones y capacidad, experiencia en el mismo tipo de problemas, departamento de ingeniería).
- Servicios que ofrece. Preventa: ingeniería, información; postventa: resolución de problemas, localización de talleres especializados.
- Solidez financiera y reputación del fabricante.

Hay que comprobar que la válvula **está fabricada con las especificaciones requeridas**, lo que significa que el comprador debe inspeccionar la válvula terminada. Las especificaciones y requisitos varían mucho. Los costos de inspección se pueden controlar si se ajustan sus requisitos a las necesidades reales. Si se requiere una aleación específica se debe comprobar, mediante pruebas, que fue la utilizada. Los pequeños detalles pueden ser importantes; un error al grabar la placa de identificación podría ocasionar serios problemas.

Es mejor hacer la **corrección de problemas** en la fábrica. Las válvulas deben estar bien **empacadas** para el embarque, con revestimiento contra herrumbre y otras protecciones necesarias.

En muchas plantas se **verifican las válvulas tan pronto como se reciben**, aunque se hayan inspeccionado en la fábrica. Este grado de esfuerzo parecería ser excesivo, pero se debe comparar con el costo de descubrir un problema, durante el arranque, con un sistema con un líquido peligroso. En primer lugar, se verifican todos los aspectos visibles contra las especificaciones. Después, se prueba el funcionamiento de la válvula. Los registros de problemas encontrados, ajustes efectuados y números de serie son valiosa información para iniciar un programa de mantenimiento y para información del control de calidad al fabricante.

El siguiente problema es **instalar cada válvula en su sitio correspondiente**. Dos válvulas pueden parecer iguales, pero difieren en muchos detalles importantes. Es fácil encontrar la diferencia entre aire para abrirla y aire para cerrarla, pero se pueden pasar por alto los detalles de la aleación o la empaquetadura hasta que ocurra una falla.

Se debe proveer **espacio para mantenimiento** durante el diseño, la construcción y para las modificaciones. Si es difícil alcanzar una válvula o trabajar en ella, el mantenimiento será costoso o no se hará. Cuando hay un cambio considerable en la inercia del fluido (como en el flujo en una válvula en ángulo, o si hay un cambio grande en la velocidad) se pueden producir considerables fuerzas de reacción. Cuando el proceso lo permita, la válvula debe estar entre uno y tres pies encima del piso o de la plataforma y no debe existir obstrucción cuando menos en un lado. Las válvulas grandes necesitan medidas especiales para su manejo, como grúas, montacargas y monorrieles.

Los **esfuerzos excesivos** en **el cuerpo de la válvula** pueden permitir fugas, evitar el funcionamiento correcto de las piezas móviles e incluso rotura del cuerpo o la brida. La causa más factible de los esfuerzos excesivos es la tubería mal alineada. Las válvulas grandes y pesadas necesitan soportes para reducir esfuerzos y facilitar el desmontaje y la instalación. Para las válvulas pequeñas se necesita que la tubería esté soportada para protegerlas. Los soportes, de preferencia, deben ser parte del edificio o estar en el piso, no en el equipo.

Algunos **accesorios**, como equipos para aire (filtros y reguladores para los actuadores) o las válvulas de solenoide, se pueden montar en la válvula o cerca de ella. Cada método tiene buenas razones, pero se evitarán confusiones si se aplica un criterio uniforme para todo el proyecto. En cualquier instalación es importante poder desmontar e instalar sin doblar tubos o soportes metálicos ni desconectar gran número de conductores eléctricos.

En alguna época, las válvulas de control se instalaban en un múltiple con válvulas de corte y derivación para permitir el control manual si fallaba el automático. El sistema actual en las plantas de procesos químicos es eliminar el múltiple y **aceptar el riesgo de un paro no programado**. Algunas de las razones son:

1. Falta de personal para el control manual
2. Procesos que no se pueden controlar manualmente
3. La confiabilidad de las válvulas modernas
4. El costo de los múltiples
5. Espacio requerido para el múltiple
6. Mejor ingeniería, que significa menos fallas
7. Los mecanismos de paro interconectados eliminan las incertidumbres en cuanto a trayectorias paralelas de flujo

Mantenimiento

La facilidad del mantenimiento se inicia desde la fase de diseño. Si se especifica la válvula correcta, fabricada con los materiales adecuados y está bien instalada con espacio para acceso, los problemas deberán ser mínimos. En situaciones en que hay corrosión severa, hay que comprobar que se utilice la aleación especificada. Hay que tener piezas de repuesto.

Un **taller bien equipado** tendrá un banco de trabajo con todo lo necesario y algún aparato para levantar y empaquetar válvulas pesadas. También necesita sujetadores para equipo grande y para que **no** se caigan las cosas. También se necesitan mangueras para aire, reguladores y cierta cantidad de tubería y accesorios, que incluyan conectores rápidos para mangueras.

La forma más fácil de saber si ha cerrado una válvula, **es verificar si hay fugas** con la aplicación de aire a una presión moderada en la entrada y escuchar en la salida si hay escapes. Para ello, se puede utilizar un juego de bridas especiales taladradas para el conector de la manguera y ranuradas para poder utilizarlas en bridas de válvulas de diversos tamaños.

Se deben llevar buenos **registros** de las especificaciones de cada válvula. Además, los registros de costos y del trabajo de mantenimiento ayudan a justificar cambios para reducir el mantenimiento y mejorar la confiabilidad.

Para cualquier diagnóstico, lo primero es aplicar el *sentido común* y la técnica más importante es un análisis lógico, paso a paso de todos los síntomas y la información. Con mucha frecuencia hay la tentación de suponer que si hubo algo que corrigió el problema, también servirá esta vez.

La *seguridad* requiere que todo el personal siempre esté pendiente de cualquier posible riesgo. Antes de empezar a retirar una válvula del servicio hay que comprobar que se han descargado la presión y los líquidos y, si se requiere, que se haya lavado el sistema. A pesar de estas precauciones, hay que estar preparado para un escape de fluidos cuando se aflojan los accesorios. La válvula puede requerir limpieza y descontaminación adicionales según el tipo de riesgo.

Hay que cuidarse de la energía del aire atrapado en los actuadores. Si hay alguna duda, hay que aflojar con todo cuidado las conexiones de tubo para descargar el aire. También hay que cuidarse de los resortes que están comprimidos. Hay que consultar los manuales de mantenimiento del fabricante. Algunos resortes sólo se pueden desmontar con seguridad en la forma especificada y pueden requerir herramientas o dispositivos especiales. Hay que comprobar que los actuadores no estén sometidos a una presión excesiva de aire durante el mantenimiento.

Al *volver a instalar* la válvula, hay que comprobar el suministro de aire y el funcionamiento correcto de la válvula.

No contienen el líquido

Las fugas o escurrimientos de las válvulas pueden ser el resultado de erosión, corrosión o falla de las juntas, empaquetaduras o tornillos.

Los daños por *erosión* se pueden reducir con una válvula seleccionada para ese servicio, con conductos grandes para libre flujo, un mínimo de vueltas del líquido y asientos y machos endurecidos. En algunos casos, se pueden reducir los daños serios con el cambio de las condiciones de funcionamiento, por ejemplo, con el cambio del impulsor de una bomba si produce una presión alta innecesaria. Estas precauciones ahorrarán energía y mantenimiento de la bomba y la válvula. Para contrarrestar la erosión severa, en especial con pastas agudas, se han utilizado válvulas de diafragma, de abrazadera y de esfínter.

En las válvulas de control, ante el problema de la corrosión se debe utilizar una aleación más resistente a ella o, en casos extremos, cuerpo con revestimiento de vidrio* o hecho de cerámica o de plástico. En cualquier situación pueden existir corrosión y erosión y ayudarán mucho los esfuerzos para reducir la caída de presión y la velocidad del líquido. Si los daños son más serios de lo previsto, es posible que el flujo del fluido sea distinto al especificado.

Hay muchas razones por las cuales una válvula pudiera no contener el fluido. Las corrientes de gas, que se cree están secas, pueden tener gotitas de líquido que producirán corrosión. Ciertos daños misteriosos durante el arranque se han debido a la escoria de soldadura, incrus-

taciones y otros cuerpos extraños. Muchas válvulas se han dañado por almacenamiento incorrecto y no se puede ver sino hasta el momento en que empieza a funcionar la válvula. En ocasiones sólo un metalurgista puede determinar lo que ha ocurrido. En algunos casos, cuando los daños no son severos, resulta posible y seguro reparar el cuerpo de válvula, aunque sea en forma temporal, con metal de soldadura o para presiones y temperaturas bajas, con epoxi. Hay que tener muy en cuenta todos los posibles peligros.

Las fugas por las uniones y conexiones se corrigen, muchas veces, con el reemplazo de las *juntas*, con la rectificación de los asientos para juntas o ambas cosas. Se debe recordar que ciertos tipos de juntas actúan mejor en determinadas superficies. Una junta hecha en la planta con el papel especial debe tener la misma configuración que la original, para tener sellamiento correcto.

Muchas veces no se tiene en cuenta la importancia del *apretamiento de los tornillos*. Es indispensable que la unión quede apretada con uniformidad y bien alineada. Se acostumbra empujar la unión con la mano y apretar los tornillos con los dedos. Después se aprieta con llave un tornillo unas cuantas vueltas; se aprieta el opuesto, luego uno casi opuesto y así sucesivamente, en todo el anillo para tornillos hasta que la unión quede bien apretada.

Las fugas por la *empaquetadura* pueden ocasionar problemas y se deben corregir 'tan pronto se descubran, antes de que se dañen el vástago y el prensaestopas. Las presiones y temperaturas extremas pueden ocasionar fallas, aunque sus valores promedio estén dentro de los límites. Los materiales modernos para empaquetaduras, como el Teflón trenzado o en "cheurones" sustituyen otros tipos para ciertas temperaturas. Para temperaturas sumamente altas, el Grafoil ha dado buenos resultados en algunos casos. De todos modos, cuando se piensa utilizar un nuevo tipo de empaquetadura hay que determinar si la superficie del vástago y del portaempaquetadura podrán adaptarse a las recomendaciones del proveedor.

No controlan el flujo

Un *bajo volumen de flujo* puede ser sólo por descalibración del actuador o del ubicador. Cuando se utilizan guarnición para porcentaje igual y carrera de una pulgada, la última décima de pulgada puede controlar hasta 30 % del flujo. El varillaje entre el ubicador y el vástago de la válvula se puede aflojar, gastar o doblar. Con el método usual de ajuste del ubicador con una regla de bolsillo y un calibrador de 2 in, no se aprovechará la precisión del ubicador moderno; pues además, la presión de suministro puede alterar su calibración en algunos casos.

En los sistemas de circulación cerrados, la acumulación de incrustaciones, herrumbre o cuerpos extraños puede hacer que se reduzca en forma gradual la circulación y que el sistema ya no funcione bien. El desgaste de las bombas puede tener un efecto similar. La falla no siempre puede estar en los instrumentos. Muy de cuando en cuando, el macho se puede aflojar en el vástago o romperse éste.

La *incapacidad para controlar el flujo* cuando se supone que la válvula está cerrada puede ser por la misma descali-

bración antes mencionada. La válvula no puede contener el flujo si el asiento o el macho están dañados por corrosión, erosión o cavitación.

El *flujo excesivo* puede ser por demasiada caída de presión, ya sea por fugas o por demasiada potencia en el actuador. Se sabe que han ocurrido cambios repentinos en el funcionamiento de una válvula cuando se sustituyó la bomba existente por una que era "mejor".

La *respuesta lenta* de la válvula puede ocurrir por restricción en el aire de entrada o salida del actuador. Los ubicadores requieren una cantidad determinada de aire a la presión especificada. No es raro ver una baja anormal en el manómetro para aire cuando ocurre un cambio brusco en la señal. Los filtros de aire sucios también contribuyen a una respuesta lenta. En las válvulas piloto de los ubicadores se puede acumular suciedad. Si se requiere una mejoría, se puede instalar un reforzador de volumen para aumentar la capacidad efectiva de salida del ubicador; el reforzador también necesita el *suministro* correcto de aire. Hay que comprobar la velocidad de la carrera para apertura y cierre, porque puede variar en un sentido u otro.

Ruido

El ruido en las válvulas de control puede tener diversas causas. En válvulas antiguas, puede haber suficiente holgura entre el vástago y la guía para traquetear en ciertas condiciones. Se sabe que algunas válvulas rechinan por resonancia *mecánica* y se dañarán muy pronto.

La *cavitación*, que es la generación de burbujas de vapores en el punto de mínima presión en la válvula, seguida por el aplastamiento violento de las burbujas en un lugar en que hay presión más alta, produce grave erosión de las piezas de las válvulas. El ruido que produce es como de guijarros que pasan por la válvula. La *cavitación* es muy sensible a las presiones y temperaturas de funcionamiento y puede ocurrir sólo en una fracción del ciclo. Cualquier ruido de cavitación se debe investigar y determinar su corrección.

La cavitación es más fácil que ocurra en válvulas con F_L (factor de recuperación de presión) bajo; pero hay diferencias en el F_L según el sentido de circulación. En al-

gunos casos, con sólo invertir la válvula en la tubería se ha eliminado el problema. Aunque en muchas publicaciones se implica que la cavitación puede ocurrir con cualquier líquido casi todos los casos de daños serios han sido por ese líquido extraño llamado agua.

El *ruido con flujo compresible* se vuelve problema con válvulas grandes, con mayores caídas de presión y volúmenes. Las válvulas ocasionan turbulencia para controlar el flujo y gran parte de la energía se convierte en calor, pero una parte se vuelve sonido, que pasa a través de la pared del tubo en una forma muy compleja.

En las válvulas existentes, la instalación de aislamiento acústico en ella y corriente abajo puede reducir el ruido hasta en 20 dB. Es difícil lograr una reducción mayor por las imperfecciones inevitables en el aislamiento envuelto en los componentes. El equipo que está encima de la válvula no se puede aislar por completo contra el ruido sin dificultar el mantenimiento. Hay otros aparatos como manómetros, termopozos y operadores manuales de válvulas que atraviesan el aislamiento y producen una trayectoria para la salida de ruido.

Otra forma de mantener el ruido dentro del tubo es usar uno de pared más gruesa corriente abajo; se han logrado diferencias hasta de 20 dB. Una trayectoria recta y sin obstrucciones corriente abajo reduce la producción y diseminación del ruido, mientras que los codos y otras obstrucciones pueden ocasionar interacciones entre las corrientes y aumentar el ruido radiado.

El autor



Cullen G. Langford es consultor de sistemas en E. I. du Pont de Nemours & Co., Engineering Dept., Design Div., Wilmington, DE 19898 y presidente del Subcomité de Normas para Instrumentos en esa empresa. Está especializado en aplicaciones de válvulas de control y flujómetros. Es ingeniero mecánico titulado en University of Notre Dame. Es miembro de Instrument Soc. of America y del subcomité de API para instrumentación e ingeniero registrado en Nueva Jersey.

Válvulas de control en sistemas optimizados

Las válvulas de control y sus motores, actuadores, ubicadores y reforzadores se pueden construir en forma específica para máximo aprovechamiento del control en el proceso.

Béla G. Lipták, Consultor

Veamos las características de las válvulas, teóricas y con la válvula instalada, así como el equipo auxiliar para poder comprender mejor cómo se puede optimizar un sistema.

Rendimiento de las válvulas de control

Junto con los adelantos en el campo de control de procesos en general, también han mejorado el conocimiento de la función y el rendimiento de las válvulas de control. Hoy sabemos que se pueden lograr aumentos en la productividad con la optimización y que ésta significa adaptarse continuamente a las condiciones cambiantes.

Por ello, la optimización y la eficiencia no se pueden lograr mediante el control de las propiedades a valores constantes. El objetivo no es mantener constantes los flujos y niveles, sino maximizar la eficiencia y la productividad. Por ello, se debe permitir que las propiedades del proceso "floten" cuando siguen la carga variable.

Con los sistemas avanzados de control es importante que la válvula de control sea estable y esté integrada en el cuadro y que se entienda su funcionamiento dinámico; por ello, en este artículo se comentará el rendimiento de las válvulas de control instaladas.

El buen rendimiento de las válvulas de control significa que la válvula está estable en toda la gama de operación del proceso, que no funciona cerca de una de sus posiciones de extremo, que tiene suficiente rapidez para corregir las alteraciones en el proceso y que no será necesario volver a graduar los controles cada vez que cambia la carga de éste. Para alcanzar esos objetivos, se deben considerar factores como la característica de la válvula,

capacidad de cierre, ganancia instalada y respuesta del actuador, que se describen en las siguientes secciones.

Características teóricas

Las características inherentes de una válvula de control definen la relación entre la señal de salida del controlador recibida por el actuador y el flujo en la válvula, en el supuesto de que:

1. El actuador sea lineal (la carrera de la válvula es proporcional a la salida del controlador).
2. La presión diferencial en la válvula sea constante.
3. El líquido del proceso no tenga vaporización, no produzca cavitación ni se aproxime a la velocidad sónica (flujo estrangulado).

Dados estos supuestos, en la figura 1 se ilustran algunas relaciones inherentes típicas entre elevación de válvula y flujo.

En una válvula *lineal*, la carrera o elevación es proporcional en sentido lineal a la capacidad (volumen) y la ganancia teórica es constante con todas las cargas. En la figura 2 se ilustra la ganancia real de algunas válvulas.

En las válvulas *de porcentaje* igual un cambio unitario en la elevación producirá un cambio en el flujo que es un porcentaje fijo del volumen con ese flujo. Por ejemplo (Fig. 1), cada porcentaje de aumento en la elevación aumentará el volumen más o menos 3 %. Entonces, la ganancia teórica de las válvulas de igual porcentaje es directamente proporcional al flujo y aumenta junto con éste (Fig. 2).

En las *válvulas de apertura rápida*, la ganancia disminuye cuando aumenta el caudal. En la figura 1 se ilustran

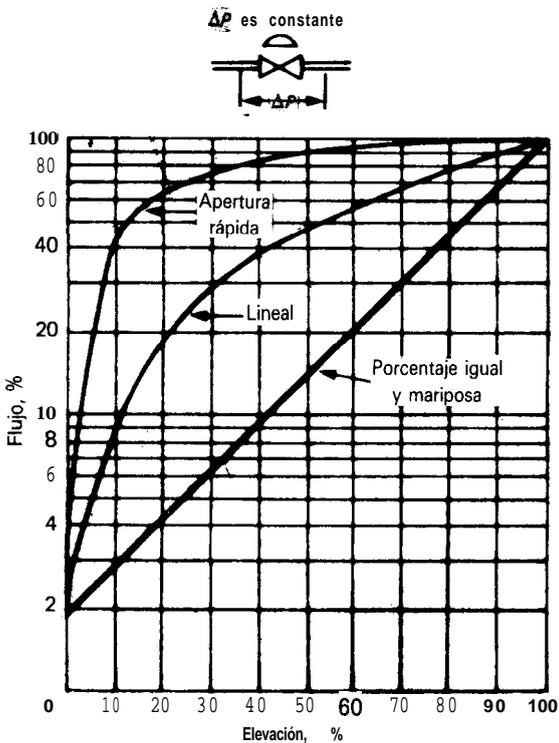
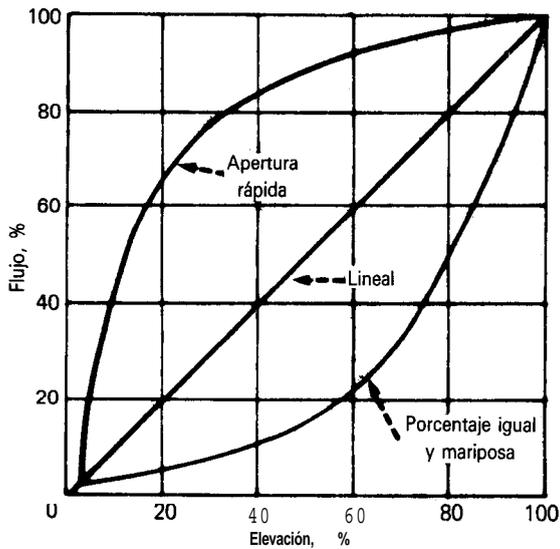


Fig. 1 Características de flujo de algunos tipos comunes de válvulas de control en trazos lineal y semilogarítmico

las características de esta válvula con la misma elevación total que con otros tipos de machos. Si se restringe la carrera del macho de apertura rápida de modo que un 10% de su elevación corresponda a sólo ¼ parte del diámetro del asiento, entonces la característica de la válvula será más 0 menos lineal y la ganancia será casi constante.

Coordinación entre válvula y proceso

Los cuadros o bucles de control se suelen “sintonizar” o graduar con los valores normales de carga y se supone que la ganancia total en el cuadro no variará con la carga, cosa que rara vez es válida pues la ganancia del pro-

ceso no suele cambiar con la carga. Debido a que no es posible volver a graduar el controlador con cada nueva carga, es deseable seleccionar válvulas que la puedan compensar.

Por ejemplo, cuando se controla un intercambiador de calor de líquido a líquido, **se reducirán** la ganancia del proceso y el tiempo muerto (demora en la conducción), cuando aumenta la carga. Por tanto, se debe tratar de compensarlo con el empleo de una válvula con una relación directa entre carga y ganancia, tal como la de porcentaje igual. Con esta válvula, un aumento en la carga reducirá la ganancia del proceso a la vez que aumentará la ganancia de la válvula, con lo cual se reducirá el cambio total en la ganancia del cuadro o bucle. Sin embargo, no se recomiendan válvulas de porcentaje igual si se necesita una gran reducción (relación entre el flujo normal máximo y el flujo mínimo controlable) o si el fluido del proceso contiene sólidos.

Un caso opuesto es un bucle de control cuyo sensor tiene una escala para expansión, como una placa de orificios o un termómetro para la presión de vapor. Con estos sensores, la ganancia del proceso aumentará junto con la carga y, por ello, la ganancia de la válvula se debe reducir con la carga. En estos casos se debe utilizar una válvula de control lineal o de apertura rápida.

En un número razonable de casos, la elección de las características de la válvula no tiene consecuencias serias. Casi cualquier característica será aceptable para:

1. Procesos con constante corta de tiempo (como control de flujo), la mayor parte de los bucles de control de presión y control de temperatura por mezclado.

2. Bucles de control accionados por controladores de banda proporcional estrecha (alta ganancia) como casi todos los reguladores.

3. Procesos con variaciones de carga de menos de 2 : 1.

Según dice Driskell,¹ se puede evitar un análisis dinámico detallado con el empleo de las reglas de la tabla 1 para seleccionar las características de las válvulas en los bucles más comunes.

Características de la válvula instalada

Cuando se instala una válvula de control como parte de un proceso, sus características de flujo ya no son independientes del resto del sistema. La circulación en la válvula está sujeta a la resistencia friccional en serie con la válvula y se pueden deformar sus características, como se indica en la figura 3.²

Tabla 1 Reglas empíricas para seleccionar características de válvulas

Servicio	AP de válvula	
	menor de 2:1	mayor de 2:1 pero menor de 5:1
Flujo por orificio	Apertura rápida	Lineal
Flujo lineal	Lineal	% igual
Nivel	Lineal	% igual
Gas a presión	Lineal	% igual
Líquido a presión	% igual	% igual

Glosario para válvulas de control

Actuador. Parte de una válvula reguladora que convierte la energía térmica, eléctrica o de un fluido en energía mecánica para abrir o cerrar la válvula.

Anchura de banda. Gama de frecuencias dentro de la cual es exacto el funcionamiento de un componente y abarca por lo general desde cero hasta alguna frecuencia de corte.

Banda muerta. Gama específica de valores en la cual se puede alterar una señal de entrada sin cambio en la señal de salida.

Banda proporcional. Cambio en la entrada, requerido para producir un cambio de gama total en la salida, debido a la acción de control proporcional.

Bucle. Serie de etapas que forman una trayectoria cerrada.

Bucle abierto. El bucle está abierto cuando se conmuta al controlador asociado para control manual.

Bucle cerrado. Trayectoria para señal que consiste en una trayectoria de avance, una trayectoria de retroalimentación y un punto sumador, todos conectados para formar un circuito cerrado.

Bucle de control. Control formado por cierto número de aparatos, cada uno de los cuales actúa como sistema individual de transferencia, unidos entre sí para formar una red.

Capacidad de cierre. Relación entre el flujo máximo y el mínimo dentro de la cual se mantienen todas las características de flujo dentro de los límites prescritos.

Característica lineal. Las mismas distancias de movimiento del macho producen cambios iguales en el coeficiente de flujo.

Coefficiente de flujo. C. Número de galones por minuto de agua a 60°F que circularán por una válvula con una caída de presión de 1 psi.

Controlador. Define y mide el error entre el punto de referencia (valor deseado) y el valor real de la variable del proceso, y envía una señal correctora al elemento de control final, que es la válvula de control.

Control en cascada. Varios controladores conectados en serie, en que la salida de uno o más controladores maestros se convierte en el punto de graduación de los esclavos o secundarios.

Distorsión. Error sistemático o desplazamiento del valor medido u observado en relación con el real.

Elemento de control final. Elemento en un sistema de control que hace variar al componente de control.

Elemento detector. Aparato que puede medir la variable del proceso que se va a controlar, como la presión, nivel o temperatura.

Elevación del vástago. Recorrido del vástago de la válvula al accionarla.

Flujo en espacio libre. Cantidad finita de flujo cuando la válvula apenas empieza a abrir. La válvula no puede man-

tener un volumen menor a la cantidad de flujo en espacio libre porque su funcionamiento inherente en esta gama es de apertura y cierre.

Fugas (escurrimiento). Cantidad de fluido que pasa por una válvula cuando está cerrada. Se suele expresar en unidades de volumen y tiempo con presión diferencial y temperatura dadas.

Ganancia de bucle. Cambio en la variable controlada en relación con un cambio en el punto de referencia.

Guarniciones de apertura rápida. Combinación de macho y asiento que permite la mayoría de la capacidad de flujo en la primera parte del recorrido del vástago.

Guarniciones de porcentaje igual. Los recorridos iguales del macho producen cambios de porcentaje igual en el coeficiente de flujo.

Guarniciones de válvulas. Componentes internos de una válvula expuestos al fluido del flujo.

Histéresis. En un proceso cíclico, la histéresis es la falla en seguir la misma trayectoria en sentidos de avance y retroceso.

Límite de velocidad. Límite que no puede exceder el régimen de cambio de una variable especificada.

Macho. Parte de una válvula de globo o de macho que cierra el orificio para detener el flujo. A veces se le llama tapón.

Reducción. Relación entre el flujo máximo normal y el flujo mínimo controlable.

Reforzador. Reforzador de volumen que incrementa la velocidad de la válvula al aumentar el volumen de aire en un actuador. Un reforzador de presión es un relevador multiplicador que amplifica proporcionalmente una señal neumática.

Regulador. Un bucle completo de control integrado con sensor, controlador y válvula.

Señales de gama dividida. Señal común del controlador que envía órdenes a dos o más válvulas de control en secuencia.

Ubicador. Ubicador neumático del tipo de servo; recibe aire para señal y para potencia. Funciona con el actuador para hacer que las piezas móviles de una válvula sigan con precisión la señal de salida del controlador.

Válvula de control. Válvula que regula el flujo o la presión de un fluido que influye en algún proceso controlado. Suelen funcionar con señales remotas desde actuadores eléctricos, neumáticos, electrohidráulicos, etc.

Válvula de control digital. Produce C_v digitales exactos en respuesta a señales digitales, por lo general en trayectorias múltiples de flujo.

Válvula piloto. Válvula para controlar el paso de un fluido auxiliar utilizado para amplificar la potencia de un controlador en un sistema grande. Es más una válvula pequeña que requiere poca potencia y se utiliza para accionar una válvula más grande.

Con estas curvas, se puede ver que la instalación particular puede tener un efecto considerable en las características de flujo y en la capacidad de cierre. El flujo por el espacio libre (que ocurre cuando la válvula apenas empieza a abrir) puede llegar a decuplicarse. Las características de porcentaje igual se pueden deformar hacia ca-

racterística lineal o incluso de apertura rápida cuando ocurre distorsión excesiva.

Se debe hacer hincapié que en la figura 3 se supone el empleo de una bomba de velocidad constante. En sistemas de bombeo de velocidad variable, hay que ajustar la velocidad de la bomba para mantener constante la ΔP

de la válvula. En estos casos, las características teórica y con la válvula instalada son *iguales* y no se permite que haya distorsión. Esta es una de las ventajas de los sistemas de bombeo de velocidad variable.

La facilidad para predecir el comportamiento de la válvula instalada se reduce todavía a factores como:

1. Características de válvula que se desvían en forma considerable de la determinada en teoría (Fig. 2)
2. Actuadores sin ubicadores (introducen carencia de linealidad).
3. Curvas de la bomba (también introducen falta de linealidad).

Para determinar las características de la válvula requeridas para el proceso se debe efectuar un análisis dinámico completo. Pero aunque se tome la molestia de hacerlo, es probable que los requisitos determinados no se puedan satisfacer con las válvulas de control accionadas por aire, convencionales, comerciales.

Cuando se definen las características, es necesario establecer una distinción entre aquellas que:

1. Son una propiedad intrínseca de la construcción de la válvula, como en las de mariposa o de apertura rápida.
2. Se configuran por diseño, como los tipos lineal o de porcentaje igual.
3. Caracteriza la programación (válvulas-de control digital).
4. Se superponen mediante mecanismos funcionales (hardware) auxiliares como generadores de función, ubicadores caracterizados, etc.

Corrección de una característica

La válvula lineal tiene ganancia constante con todos los volúmenes de flujo, mientras que la de la válvula de porcentaje igual es directamente proporcional al flujo. Si el bucle de control tiende a oscilar con bajo flujo pero está lento con flujo alto, se haría el cambio a una válvula de porcentaje igual. Por otra parte, si se encuentra osci-

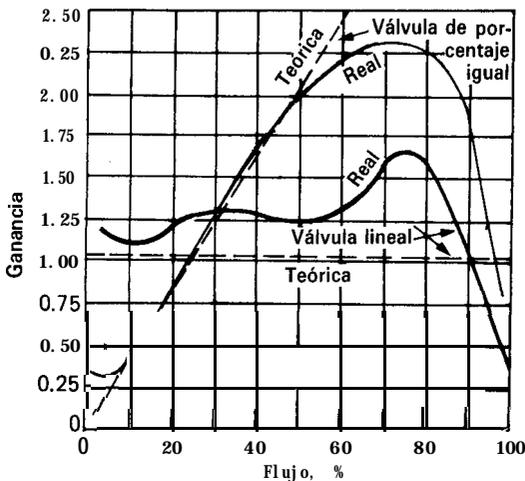


Fig. 2 Las características teóricas y reales de válvulas de globo de 2 in con jaula difieren mucho

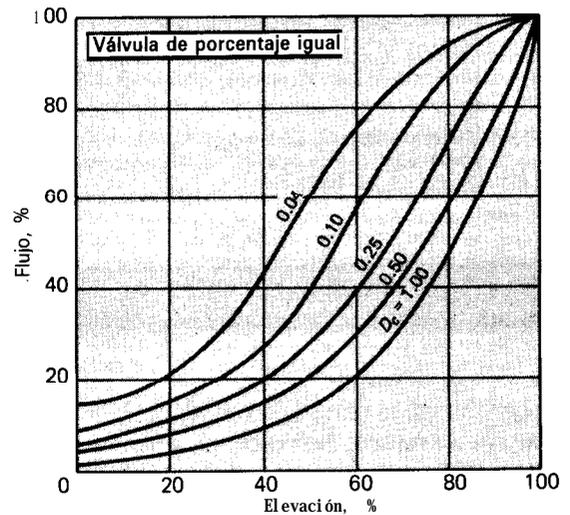
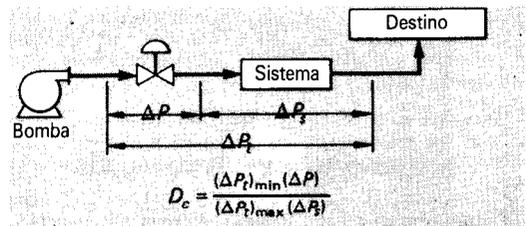
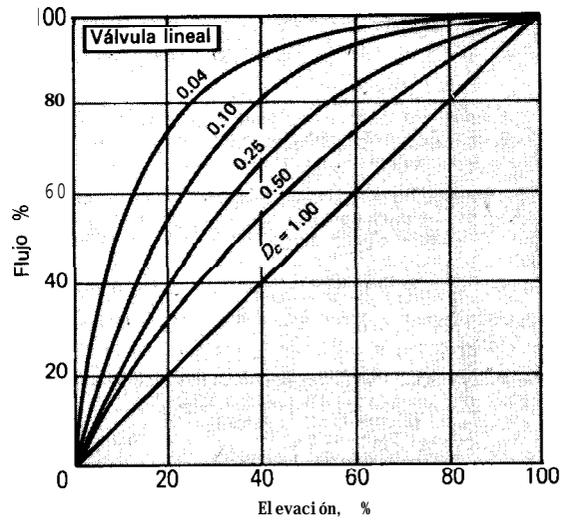


Fig. 3 Las características de las válvulas lineales y de porcentaje igual se distorsionan por la entrada del sistema

lación con flujo elevado y lentitud con poco flujo, se necesita una válvula lineal.

El cambio de las características de las válvulas es más fácil, si se intercalan accesorios en la señal de aire que va al actuador que con el reemplazo de la válvula. Un método propuesto por Fehervari y Shinsky es intercalar un relevador divisor o multiplicador (Fig. 4). Al ajustar el cero y el alcance del fuelle en el orificio C, se puede obtener una familia completa de curvas.

El divisor se utiliza para convertir a lineal una válvula de porcentaje igual con apertura por aire, o una válvu-

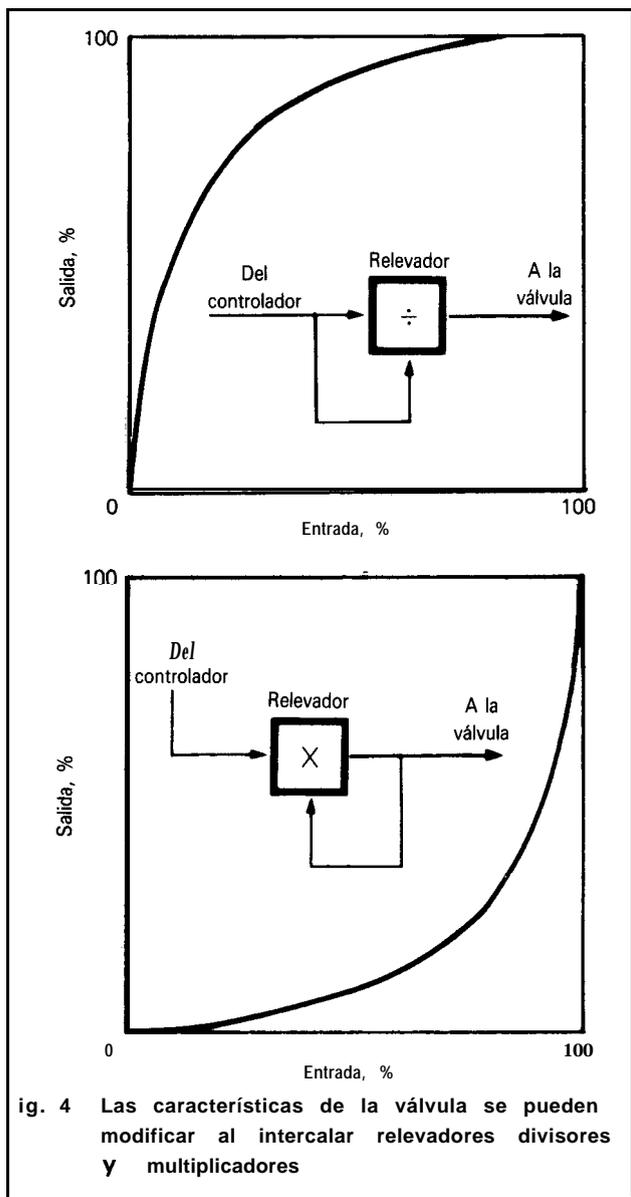


fig. 4 Las características de la válvula se pueden modificar al intercalar relevadores divisores y multiplicadores

la lineal de apertura por aire a igual porcentaje o bien, una válvula de igual porcentaje de cierre por aire a una característica lineal si se desea.

Según dice Shinsky, ambos dispositivos son estándar, sensibles, estables, fáciles de calibrar y “verdaderos salvavidas cuando se necesita una válvula de mariposa lineal”.

Capacidad de cierre

La capacidad de cierre en las válvulas de control se suele definir en términos vagos, como la relación entre flujos máximo y mínimo controlables; controlable implica que, en esta gama, las desviaciones de las características inherentes de flujo no excederán de algún límite determinado. Esta definición sería muy limitada, aun en el caso de que hubiera acuerdos internacionales, que no los hay, para las desviaciones. Por tanto, lo mejor que se puede hacer es examinar este concepto desde un punto de vista de sentido común.

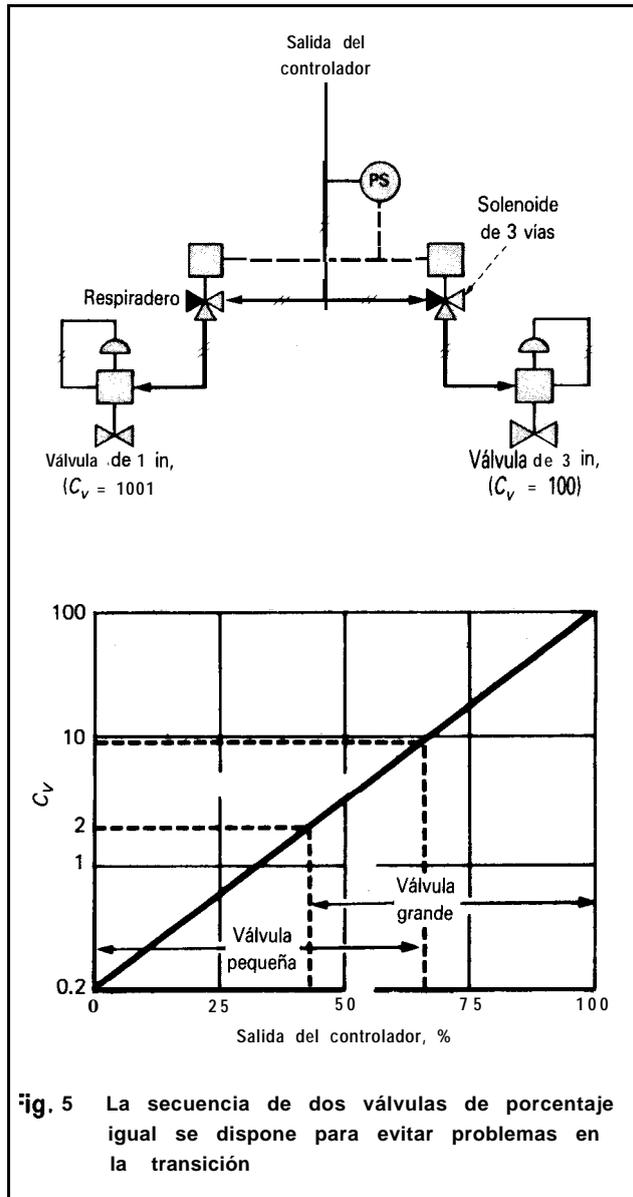


fig. 5 La secuencia de dos válvulas de porcentaje igual se dispone para evitar problemas en la transición

La capacidad de cierre es interesante por dos razones

1. Indica el punto en el cual la válvula abrirá y cerrará (perderá el control) debido a las fugas.
2. Establece el punto en el cual la característica de flujo y elevación empieza a tener una marcada desviación de los valores teóricos. (En la Fig. 2 se muestran los puntos en donde la ganancia real empieza a desviarse de la teórica.)

Si se define la *capacidad intrínseca de cierre* como la relación entre C_v (máx.) y C_v (mín.) entre la cual la ganancia de la válvula no varía más de 50% de la teórica, entonces, como se indica en la figura 2, la capacidad de cierre de una válvula lineal es mayor que la de una de porcentaje igual.

En la práctica, si se utiliza esta definición, la capacidad de cierre de las válvulas de porcentaje igual rara vez es mayor de 10:1, mientras que la capacidad de cierre de algunas de las válvulas rotatorias puede ser muy alta. Esto se debe a que su circulación en el espacio libre tiende a ser menor cerca de la posición cerrada que en otras

válvulas y que las pérdidas del cuerpo cerca de la posición de apertura total suelen ser más bajas que en otros diseños de válvulas. Además de los efectos del flujo de fuga o escurrimiento, la capacidad de cierre de la válvula también se puede limitar por la sensibilidad del ubicador.

Secuenciación

Cuando los requisitos de capacidad de cierre del proceso exceden la capacidad de una sola válvula, se pueden diseñar bucles de secuenciación de las válvulas, de modo que la ganancia del bucle permanezca constante mientras que se conmuta la circulación de una válvula a otra. Esto requiere mucho más estudio de lo que se cree a primera vista.

Supóngase que se trata de accionar en secuencia dos válvulas lineales de tamaños de 1 pulgada y de 3 pulgadas, que tienen C_v de 10 y 100. La recomendación de Shinsky es:

Si la válvula grande va a funcionar entre 9 y 15 psig y la pequeña entre 3 y 9 psig, entonces la ganancia del bucle cambiaría por un factor de 10 al exceder de 9 psig. La única forma de mantener constante la ganancia del bucle en este ejemplo sería accionar la válvula pequeña con 0% a 10% y la grande con 10% a 100% de la salida del controlador. Ésta no es una solución práctica al problema porque daría por resultado una gama de 3.0 a 4.2 psig para la válvula de 1 pulgada y de 4.2 a 15 psig para la de 3 pulgadas. Por esta razón, no se recomiendan las válvulas lineales para este trabajo.

La secuenciación de las válvulas de porcentaje igual es mucho más razonable. Si la válvula pequeña tuviera una capacidad de cierre de 50:1, su C_v máxima sería $10/50 = 0.200$. Una línea trazada en coordenadas semilogarítmicas que conecte $C_v = 100$ y 0.20, aparece en la figura 5. Se verá que el C_v de la válvula pequeña (10) queda un poco por arriba de la escala media de la salida del controlador (a más de 9 psig), lo cual permite un tramo más favorable para la calibración del ubicador.

Para hacer que las dos válvulas funcionen como si fuera una, sin alterar la característica de porcentaje igual, suave en la transición, es necesario permitir que sólo abra una válvula en cualquier tiempo y también es necesario evitar que la válvula grande funcione en su posición casi cerrada porque, como se ilustra en la figura 2, sus características no son de igual porcentaje en esa región. Sin embargo, se pueden soslayar estos problemas si se abre una sola válvula cada vez.

En el diagrama de la figura 5 se acciona sólo la válvula pequeña hasta que la salida del controlador llega al valor correspondiente a su apertura total. En este momento, el interruptor de presión excita a ambas válvulas de solenoide de tres vías, descarga la válvula pequeña y abre la grande para el mismo flujo que había tenido la pequeña. Esta conmutación tiene lugar en un segundo o menos, que es una rapidez suficiente para que sea imperceptible excepto en los bucles de control más rápidos.

Si después la salida del controlador cae hasta el punto de mínimo flujo en la válvula grande, los solenoides vuelven a su posición original y se reanuda el flujo en la vál-

vula pequeña. Por tanto, el interruptor tiene una apertura diferencial ajustada para que sea igual al traslapeo entre los ubicadores de las válvulas. Para encontrar la gama del ubicador de la válvula grande, se localiza su C_v mínimo (Fig. 5). Una capacidad de cierre de 50 debe dar un C_v mínimo de 2.

Este mismo método se puede utilizar para accionar en secuencia tres o más válvulas. Si se requieren características lineales, se debe intercalar uno de los relevadores ilustrados en la figura 4 en la salida del controlador.

Funcionamiento en gama dividida

El funcionamiento en gama dividida ocurre cuando la señal de un controlador común envía órdenes a dos o más válvulas de control. Se suele aceptar el empleo de ubicadores para aplicaciones con gama dividida, sin que importe la velocidad del proceso. Esto no es muy lógico porque, en los bucles rápidos, se puede degradar el funcionamiento del control con el uso de ubicadores. Algunos ingenieros de instrumentos desaconsejan el empleo de ubicadores para implantar la gama doble. En su lugar, recomiendan relevadores de ganancia más polarización a fin de que el ubicador, que es el componente menos exacto, funcione en toda su gama o alcance. Esto también elimina la necesidad de calibraciones especiales.

También se puede pensar en otras soluciones, como lograr el funcionamiento en gama dividida con el empleo de resortes de distinta capacidad en los actuadores. Además del resorte para la gama estándar de 3 a 15 psig (21-104 kPa), se pueden obtener válvulas con las siguientes gamas de resorte: 3 a 7 psig (21-49 kPa), 4 a 8 psig (28-56 kPa), 5 a 10 psig (35-70 kPa), 7 a 11 psig (49-77 kPa), 8 a 13 psig (55-90 kPa) y 9 a 13 psig (63-90 kPa).

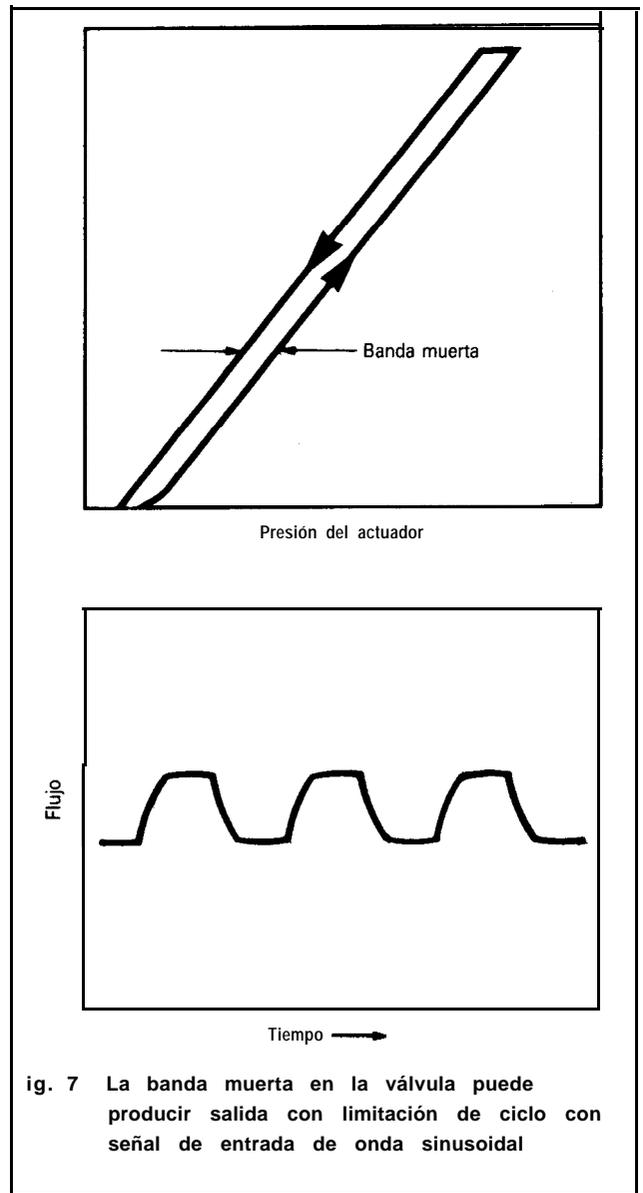
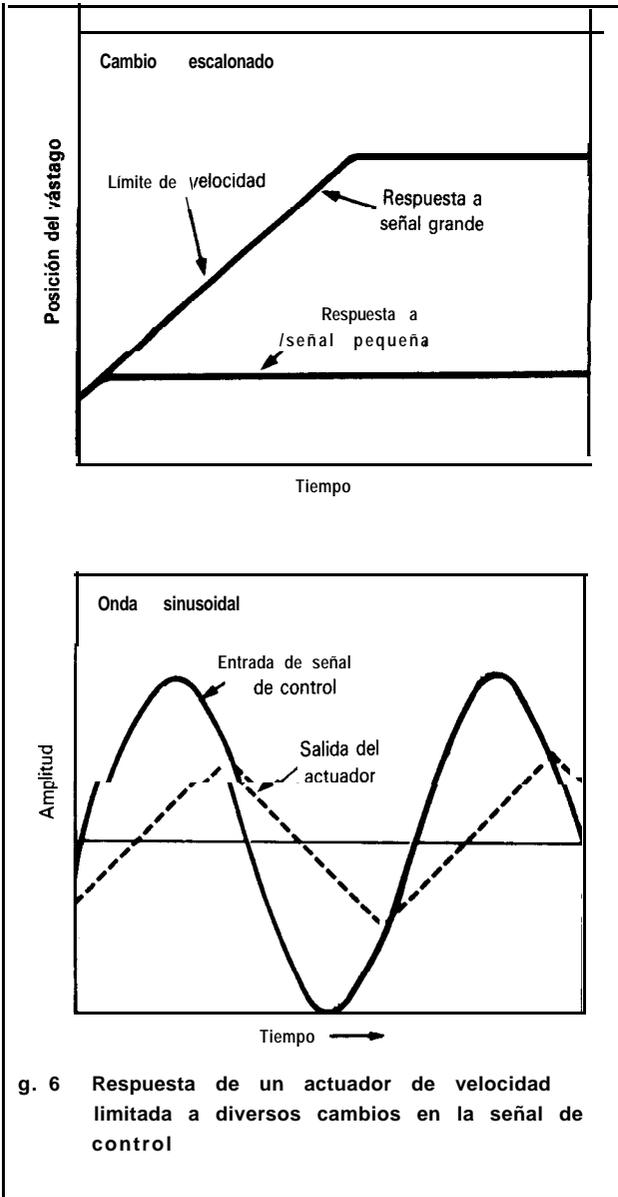
Motores y actuadores

La mayor parte de los actuadores de válvulas tienen algo de banda muerta, de banda de histéresis o ambas debido a la fricción de la empaquetadura. Esto puede ocasionar inestabilidad si una señal de control de pequeña amplitud queda dentro de la anchura de banda de histéresis.

Casi todos los actuadores tienen velocidad limitada, es decir, no se pueden mover con más velocidad que la máxima de diseño. Esto ocurre con los motores o actuadores eléctricos y neumáticos. En el equipo neumático, la velocidad máxima se establece con la rapidez máxima a la cual se puede suministrar o descargar aire.

Si la carrera total (100%) de una válvula requiere cuatro segundos, entonces su límite de velocidad es de 25 % por segundo. Los cambios en la señal para las válvulas suelen ocurrir en pasos pequeños y por ello el límite de velocidad no representa una seria limitación pues, por ejemplo, el tiempo requerido para responder a un cambio de 5% es sólo de 0.2 s. Esta rapidez es suficiente para la mayor parte de los bucles. En la figura 6 se ilustra la respuesta de actuadores con velocidad limitada a diferentes tipos de señales de control.

Para aumentar más la velocidad de los actuadores se agrandan los orificios para aire y se instalan válvulas pi-



loto más grandes. (Una válvula piloto sirve para controlar el flujo de un fluido auxiliar utilizado para amplificar la potencia de un controlador en un sistema grande; es una válvula pequeña que requiere poca potencia y se utiliza para accionar una válvula más grande.) Con las válvulas de cierre y paso, la adición de una válvula de descarga rápida producirá un gran aumento en el volumen de descarga. Para alterar el rendimiento dinámico del actuador también se pueden modificar la gama de presión o la banda muerta. Para reducir la banda muerta, por lo general se necesitan modificar los sellos de pistón, verillajes o conexiones de piñón y cremallera.

El tamaño del actuador se determina sobre la base de la potencia o empuje requeridos para vencer las fuerzas desequilibradas (desbalanceadas) en el cuerpo de la válvula, la fuerza requerida para el cierre y la rigidez necesaria para la estabilidad. En los actuadores neumáticos, el empuje es función de la superficie del pistón o del diafragma multiplicada por la presión de aire. Aunque la señal de control suele ser de 3 a 15 psig (0.2-1.0 bar),

la presión de actuación puede ser tan alta como la del aire de suministro, si se utilizan ubicadores o relevadores amplificadores. Si se puede justificar su costo, los actuadores electrohidráulicos tendrán respuesta con máxima velocidad.

En los actuadores neumáticos, la acción de falla sin peligro se puede obtener con un resorte o con un tanque de aire; pero éste representa costo, complejidad y requisitos de espacio adicionales.

Ubicadores

Un ubicador neumático de válvulas sirve para ubicar con precisión la pieza o piezas móviles de una válvula accionada por el mismo, de acuerdo con una señal de aire. Las razones que se suelen aducir para el empleo de ubicadores incluyen:

1. Proteger al proceso controlado contra las alteraciones debidas a las variaciones en el funcionamiento de la válvula por pegadura del vástago, acumulación de mu-

gre, cambios en las posiciones del macho como resultado de cambios en la presión en el proceso o cualquier otra causa de histéresis o banda muerta de la válvula.

2. Permitir el funcionamiento en gama dividida, en que se envía la misma señal de control en paralelo a varias válvulas.

3. Incrementar la velocidad o empuje del actuador con el aumento de la presión, el volumen o ambos de la señal de control a fin de contrarrestar los efectos, como tubos o líneas largas para señal de control, etc.

4. Modificar las características inherentes de la válvula con el empleo de levas externas u otros tipos de generadores de función.

De todas esas razones, sólo son válidas las dos primeras para justificar el empleo de ubicadores.

Siempre que se instala un ubicador en una válvula de control, el resultado es un bucle en cascada, en el cual el controlador de la posición es el elemento esclavo o secundario. Igual que en todos los sistemas en cascada, la disposición de dos controladores en serie será estable si la constante de tiempo del esclavo no es similar a la del maestro.

No se necesita emplear ubicadores en los bucles rápidos (flujo, presión de líquido o gas a presión en pequeño volumen) porque pueden degradar la acción del bucle. Para aumentar la velocidad de respuesta de los ubicadores se pueden utilizar actuadores de pistón de alta presión y relevadores amplificadores.

Es importante tener suministro suficiente de aire para que el tamaño del actuador no sea muy grande en relación con el ubicador y éste se debe montar con firmeza y comprobar que el varillaje no está flojo.

Los ubicadores eliminarán la banda muerta

Todas las válvulas tendrán algo de banda muerta salvo que se empleen ubicadores, debido a la fricción en las empaquetaduras. Siempre que se invierte el sentido de la señal de control, el vástago permanece en su última posición hasta que se excede de la banda muerta (Fig. 7).

Una onda sinusoidal que impulsa al motor de la válvula produce un movimiento del vástago distorsionado y desplazado en fase. Este desplazamiento, cuando se combina con las características integradoras de ciertos procesos y con la acción de restablecimiento de un controlador, ocasiona que se produzca un ciclo de limitación. Según dice Shinsky, el ensanchamiento de la banda proporcional no amortiguará la oscilación y sólo la hará más lenta. El ciclo de limitación no aparecerá si se utiliza un controlador proporcional o si el proceso no tiene elementos integradores.

Los procesos propensos a ciclos de limitación en esa forma son los de nivel de líquido, volumen (como en el

mezclado digital), peso (no el régimen de peso) y presión de gas, todos los cuales son integrales del flujo. Siempre que se pretende controlar ese proceso con un controlador PI (proporcional más integral) se debe pensar en el empleo de ubicadores. En el caso del nivel de control, se puede lograr el mismo objetivo con el empleo de un controlador proporcional sencillo y un reforzador o amplificador, en lugar del ubicador.

Los ubicadores, en general, eliminarán el ciclo de limitación con el cierre de un bucle en torno al actuador de la válvula. También mejorarán el funcionamiento de las válvulas en procesos lentos, como los de pH o temperatura. Por otra parte, la banda muerta ocasionada por la fricción del vástago no se debe corregir con el empleo de ubicadores en los bucles rápidos, como los de flujo de presión "rápida".

Accesorios, reforzadores

Si es necesario aumentar la velocidad o el empuje del actuador, es suficiente instalar un reforzador de volumen de aire o un relevador amplificador de presión en vez de utilizar un ubicador. Los reforzadores dan mejores resultados que los ubicadores en procesos rápidos (como control de flujo, presión de líquido o de gas a presión en pequeño volumen.) Si se utilizan en procesos lentos, no ayudan ni perjudican.

En los procesos rápidos no se necesita la alteración o modificación de las características de la válvula de control con la adición de un ubicador, porque se puede lograr mediante relevadores externos (Fig. 4) que no degradarán la calidad del control.

Referencias

1. Driskell, L. R. "Control valve selection and application," lecture notes used in the course, "Instrument selection and application," offered by the Center for Professional Advancement.
2. Boger, H. W. "Recent trends in sizing control valves," 23rd annual symposium on instrumentation, Texas A&M University, Jan. 1968.
3. Shinsky, F. G., "Control valves and motors," Foxboro Publication No. 413-8, Foxboro, Mass.

El autor

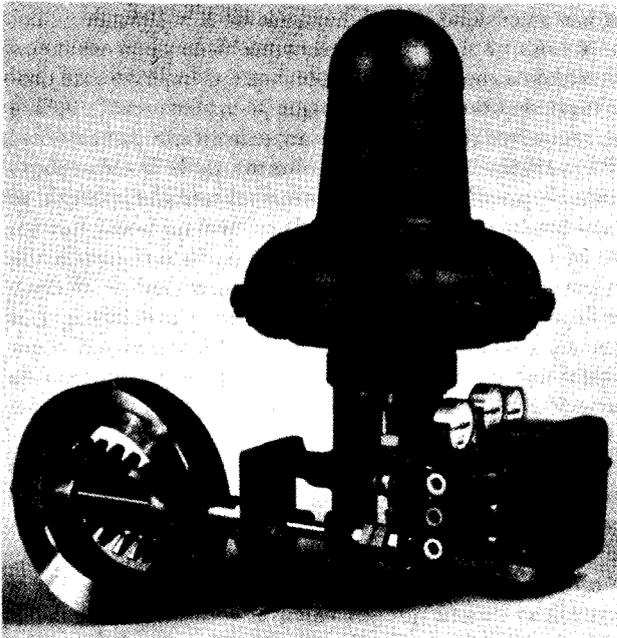


Béla G. Lipták es el presidente de Liptak Associates, 84 Old North Stamford Road, Stamford, CT 06905, especialistas en el diseño, especificación y optimización de sistemas de instrumentación y de control de procesos. Tiene títulos en ingeniería de la Universidad Técnica de Budapest, Stevens Institute of Technology y The City College of New York. Es fellow de Instruments Soc. of America e ingeniero registrado en Connecticut y Nueva Jersey.

Válvula de control versus bomba de velocidad variable *

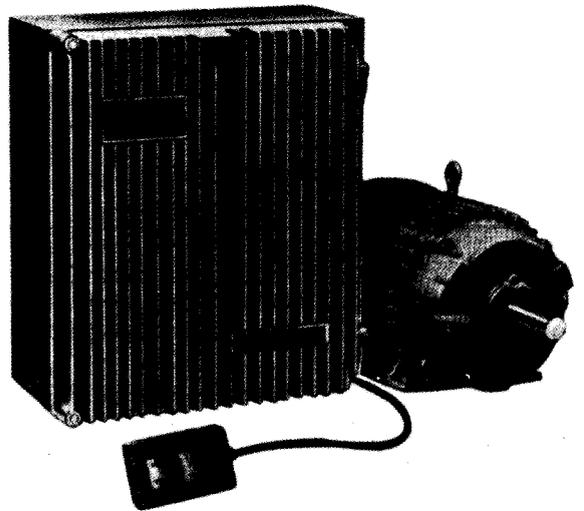
En ciertas condiciones de operación, la válvula de control todavía tiene ventaja económica sobre la bomba de velocidad variable. En este artículo se presentan estas condiciones para seleccionar entre los dos sistemas.

Hans D. Baumann, H. D. Baumann Associates, Inc.



La electricidad para bombear los líquidos es un importante factor del consumo de energía en las plantas de procesos químicos. Esto ha dado pábulo a recomendaciones de que las válvulas de control y las bombas con motor de velocidad constante para regular el flujo o la

*Este artículo está basado en un trabajo presentado antes de publicarlo en Texas A & M University 1981, Instrumentation Symposium for the Process Industry.



presión se sustituyen por bombas con velocidad variable. Se arguye para este cambio que la pérdida de carga ocasionada por la válvula de control desperdiciará energía.

La caída de presión en la válvula puede ser menor

Se ha aceptado que una válvula de control debe reducir más de $\frac{1}{3}$ de la presión de salida de una bomba con el máximo caudal de diseño. Esa selección de bomba y válvula resulta un desperdicio. Cabe esperar que se haya persuadido a los ingenieros de instrumentos de asig-

nar una menor caída de presión a las válvulas de control y permitir que los ingenieros de proceso, a su vez, seleccionen una bomba que tenga requisitos de carga bastante menores.

Características hidráulicas de los sistemas de bombeo

En la figura 1 se representan las características hidráulicas típicas de una bomba centrífuga de una velocidad en dos sistemas diferentes de proceso. En el Sistema A, la presión de salida de la bomba varía al cuadrado del volumen debido a la resistencia de los tubos y los accesorios; no interviene la presión estática como la ocasionada por un cambio en la altitud o en la contrapresión en el tanque. En el Sistema B, una presión constante en el sistema equivale al 30% de la carga máxima de la bomba; desde ese momento, la carga requerida en la bomba aumenta al cuadrado del volumen de flujo.

Se supone que, con el volumen máximo de flujo de diseño, las bombas seleccionadas funcionan cerca del punto de máxima eficiencia indicado en la figura 1. Las cargas de elevación de la bomba disminuyen cuando se aumenta el volumen de flujo, de acuerdo con la característica de las bombas centrífugas.

Por supuesto, la caída de presión que aceptan las válvulas de control será máxima cuando el volumen o caudal es de cerca del cero, es decir, del 100% de la carga o columna máxima de la bomba del Sistema A y del 70% para el Sistema B. Con el caudal máximo de diseño, la caída de presión en la válvula se supone que es sólo 6.5 % de las cargas o columnas de la bomba.

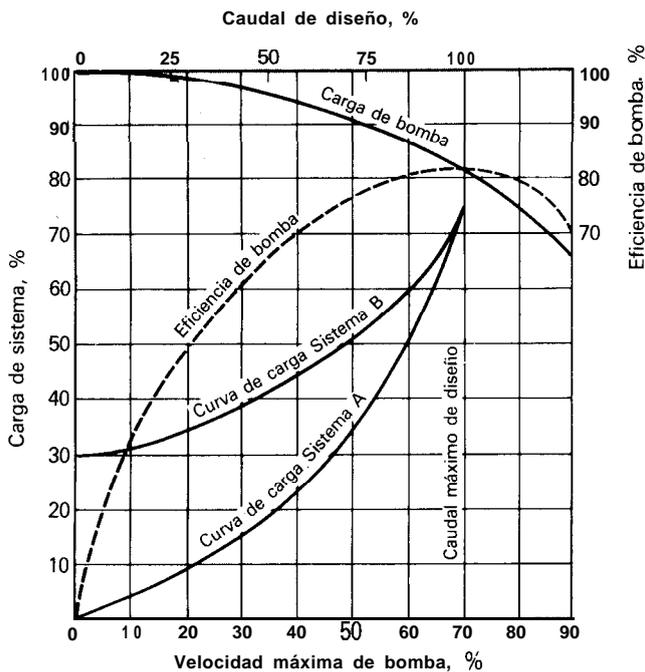


Fig. 1 Características hidráulicas típicas del sistema con bomba de una velocidad, con y sin carga estática

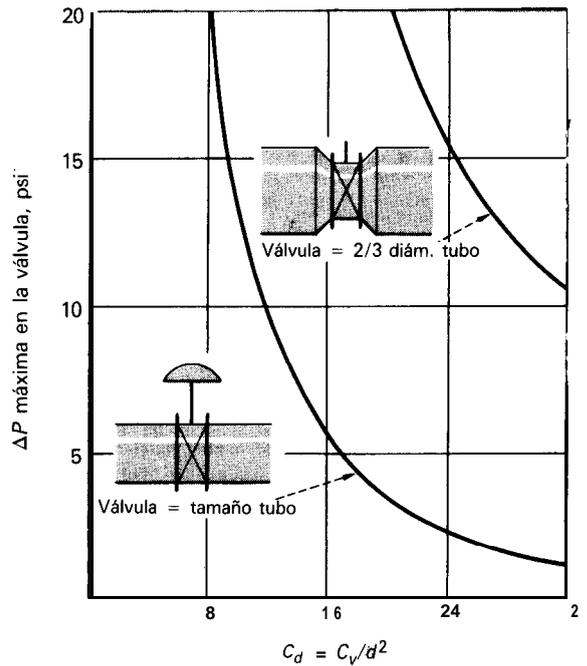


Fig. 2 Caída máxima de presión en válvulas de control con velocidad de 15 ft/s en la tubería

Para determinar el tamaño de la válvula de control, no hay necesidad de asignar más de 3 a 10% de la columna nominal de la bomba como caída de presión con el caudal de diseño. Esto supone que el ingeniero de proceso puede obtener bombas que se aproximen $\pm 10\%$ a los requisitos ideales. Se ha acostumbrado tomar entre 25 % y 40% de la carga o columna de la bomba como caída de presión para determinar el tamaño, porque se consideraba que una válvula de control no podía funcionar bien con otra de valores menores. Esto se justificaba en parte por las deficiencias en la capacidad de cierre y de flujo de las válvulas del globo que se utilizaban. Los machos con vástago deslizable también podrían tener inestabilidad dinámica si la caída de presión tuviera una variación muy rápida al aumentar su recorrido, es decir, con el caudal.

La disponibilidad de las válvulas rotatorias modernas podrá evitar esas preocupaciones. Es muy común en la industria de las tuberías utilizar válvulas de bola de un tamaño para caídas de presión de apenas 0.5 % de la presión del sistema con el máximo caudal de diseño. En la figura 2 se ilustra que las válvulas rotatorias típicas del mismo tamaño que la tubería tienen caídas de presión, cuando están abiertas del todo, del orden de 1 o 2 psi. La abscisa de la figura 2 es el coeficiente de flujo por cada pulgada cuadrada de diámetro de la válvula; la zona de funcionamiento de la válvula rotatoria queda a la derecha de $C_d = 24$.

Si se debe seleccionar una bomba que tenga una columna mayor (por las limitaciones en los tamaños estándar disponibles o por las tolerancias de manufactura de la bomba), la válvula de control estrangulará el exceso de presión. El sólo aumento de la capacidad de flujo en

la válvula de control no ahorrará energía en la bomba, siempre que ésta no sea de un tamaño pequeño.

El procedimiento correcto es seleccionar una bomba con suficiente carga o columna al caudal de diseño para satisfacer los requisitos de carga estática y de pérdida en la tubería más, quizá, un factor de seguridad de 5 a 10%. Luego, se debe seleccionar la válvula para que maneje el caudal de diseño con una caída de presión que no exceda la mitad del factor de seguridad seleccionado.

Si no está disponible una bomba con la columna deseada, se puede probar con estas opciones: 1) cambiar la velocidad de la bomba por medio de un impulsor de engranes de velocidad fija, o 2) emplear dos o más bombas más pequeñas en paralelo.

Bomba de velocidad variable

Una solución que, en apariencia, es atinada es utilizar un sistema de impulsión de velocidad variable para cambiar la velocidad de funcionamiento de la bomba a fin de que concuerde con la del sistema (A o B), con lo cual se eliminarían la válvula de control y sus pérdidas por estrangulación. Además de las pretendidas ventajas del ahorro de energía, ese sistema reduciría el desgaste de la bomba.

Sin embargo, si se examinan las características de operación de las impulsiones de velocidad variable (que incluyen el rotor devanado, acoplamiento hidráulico, voltaje variable, corrientes parásitas y frecuencia modular de la anchura de los impulsos), se notará una marcada reducción en la eficiencia cuando se disminuye la velocidad (Fig. 3). (La curva de eficiencia de Langfeldt es más alta que las otras^{1,4}.) Aunque las impulsiones de velocidad variable más modernas indican un mejoramiento general en la eficiencia total, ninguna funciona a más de alrededor de 89% de eficiencia a la velocidad máxima.¹

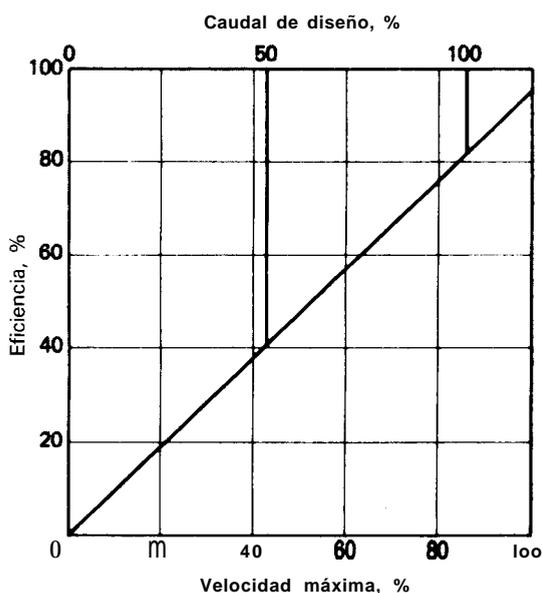


Fig. 3 Curvas de característica de rendimiento para impulsiones de velocidad variable

Esta declinación en la eficiencia merece un estudio más detenido cuando se comparan los ahorros reales de energía entre la válvula de control y el sistema con bomba de velocidad variable. Otras desventajas de la impulsión variable incluyen menor confiabilidad pues son más complejos, exigen más mantenimiento, son de costo más alto, ejercen un efecto adverso sobre el factor de potencia, tienen ruido en las líneas de transmisión y una respuesta más deficiente a la frecuencia.

Comparación económica

La potencia requerida en la bomba para un gasto y columna o carga dados se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

Para una combinación de válvula y bomba:

$$Hp = (0.000583 \ 1HQQ_f) / N_p \tag{1}$$

Para una bomba de velocidad variable:

$$Hp = (0.0005831HQQ_f) / N_p N_D \tag{2}$$

en donde G, = densidad relativa, H = carga o columna en psi, N_D = eficiencia de la impulsión de velocidad variable, N, = eficiencia de la bomba y Q = gasto en galones por minuto (1 hp = 0.746 kW.)

En la figura 4 se ilustran los requisitos de potencia para una bomba centrífuga de velocidad constante, con el flujo controlado por una válvula, calculados con la ecuación (1). Se ha trazado que la potencia máxima requerida es de 100% con el caudal máximo de diseño.

La potencia requerida para la bomba de velocidad variable, sin válvula de control, se calcula con la ecuación (2) y las eficiencias correspondientes con la gráfica de la figura 3.

La comparación revela que, con el flujo máximo de diseño, una válvula de control del tamaño correcto consumirá alrededor de 16% menos potencia de la bomba que una bomba de velocidad variable. Un sistema con bomba de velocidad variable sin una carga estática constante sólo será eficiente en energía a menos del 90 % del gasto de diseño. Si el sistema tiene contrapresión constante (Sistema B en la figura 1), casi no existirá la ventaja económica de la mayor parte de las bombas de velocidad variable y el consumo de potencia con gusto bajo será más del 50% mayor que el de la combinación de bomba de una velocidad con válvula. Este análisis no tiene en cuenta el hecho de que la eficiencia de la mayor parte de las bombas se reduce a menos del 50% de su velocidad nominal.

En un análisis interesante de la recuperación del capital, Langfeldt mostró que un rendimiento razonable a tres años sobre la inversión adicional del capital en una bomba de velocidad variable, sólo se podría lograr si el consumo constante de energía de esta bomba fuera menor de un 70% del de la combinación de bomba y válvula. En un sistema típico sin contrapresión (Sistema A, Fig. 4) sólo se llegará a ese valor cuando el sistema funciona en forma constante al 80% del caudal máximo de diseño o en forma intermitente cuando menos el 50% del tiempo a menos del 65% de su gasto máximo de diseño.

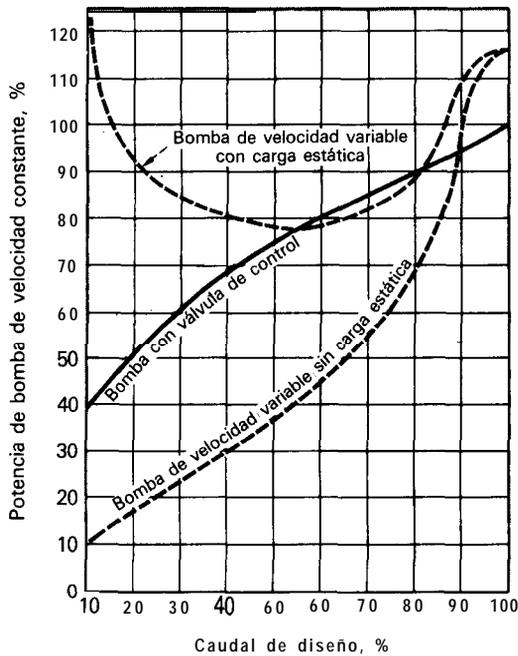


Fig. 4 Potencia para bomba de velocidad variable comparada con la de una de velocidad constante con válvula

El porcentaje ahorrado de potencia de la válvula y bomba con cualquier gasto se puede calcular como:

$$\text{Ahorro, \%} = \left(\frac{\text{Carga del sistema}/N}{\text{Columna de la bomba}} \right) 100$$

El punto de equilibrio se encuentra en donde la eficiencia de la bomba de velocidad variable (N_D) es igual al porcentaje de carga del sistema. Por ejemplo, una eficiencia de 82% de la impulsión de velocidad variable, que es típica para las impulsiones con frecuencia ajustable en la fuente de voltaje,⁵ requerirá la misma potencia que una bomba de velocidad constante si la columna de ésta es de $1/0.82$, es decir, 1.22 veces la carga requerida del sistema. Esto ocurre con alrededor del 95% del gasto de diseño (Fig. 1).

En la página 6 del ejemplo de Langfeldt,⁷ el porcentaje de recuperación anual del capital adicional necesario para la impulsión de velocidad variable, con base en una duración de 20 años y teniendo en cuenta impuestos, depreciación, intereses, mantenimiento, etc.) equivale a 1.52 % por cada 1% de ahorro en la potencia de la bomba. En la figura 5 se ilustra esta relación.

El problema de cavitación en la válvula

Cuando se trata de válvulas rotatorias de alta capacidad, se debe tener presente que tienen un factor F_L más bien bajo, es decir, mayor recuperación de presión que las válvulas típicas de globo. Esto, por supuesto, significa mayor tendencia a la cavitación. Los métodos antiguos de asignar demasiada caída de presión a una vál-

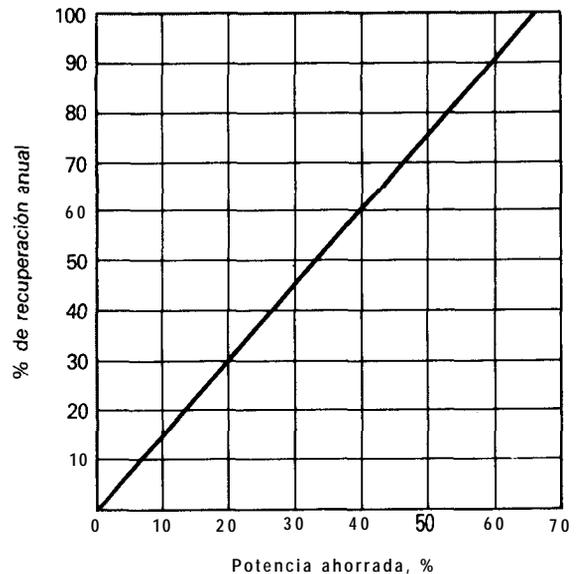


Fig. 5 Potencia ahorrada con impulsión variable con relación al % de rendimiento anual sobre el capital adicional

vula cerca del gasto máximo de diseño creó problemas de cavitación. Sin embargo, igual que con los ahorros de energía, un tamaño adecuado puede eliminarlos.

Con el ejemplo presentado en la figura 1 y en el supuesto de que una carga o columna de 100% es igual a 100 psig, se podría investigar el problema de la cavitación. Cuando se utiliza una válvula de mariposa (la menos costosa de las válvulas rotatorias), el F_L con apertura total es más o menos igual a 0.6. Cuando se reduce la carrera de la válvula, aumenta F_L y se puede suponer que será de 0.85 cuando la válvula esté abierta alrededor del 10%. Con una presión de vapor de líquido (P_v) de 10 psia, la caída de presión (ΔP_L , que es AP crítica) que ocasionaría flujo estrangulado por completo (cavitación total) con el gasto máximo de diseño y con una carga de bomba de 82 psig (Fig. 1), se puede calcular como sigue:

$$AP_c = F_L^2(P - P_v) = (0.6)^2[(82 + 14.7) - 10] = 31.2 \text{ psi}$$

Debido a que la caída real de presión es de 6.5 psi, no habrá problema de cavitación.

Con 10% de la capacidad de la bomba, la presión en la entrada de la válvula aumenta a 100 psig y F_L es igual a 0.85. Con el empleo de la ecuación precedente, se calcula que la caída crítica de presión para llegar a cavitación total es de 75.6 psi. La caída real de presión con carga estática (Sistema B, Fig. 1) es de sólo 69 psi. En el sistema A, se encontrará cavitación porque la caída real de presión es de 95 psi.

Sin embargo, es raro un sistema sin contrapresión estática y el diseño debe incluir cierta contrapresión mínima en el sistema mediante un cambio adecuado en la altura de la tubería.

Las válvulas de control todavía tienen su lugar

El análisis precedente indica que las válvulas de control de alta capacidad, si son del tamaño correcto, todavía tienen una ventaja económica sobre las bombas de velocidad variable en sistemas que funcionan casi constantemente entre el 80% y el 100% de la capacidad de diseño o que tienen presiones de carga estática de, cuando menos, 25% de la columna o carga de la bomba.

Por supuesto, cualquier mejoramiento en la eficiencia de las impulsiones de velocidad variable altera esta relación. De todos modos, en un sistema combinado, como una válvula de control con una bomba de dos velocidades, por ejemplo, podría ofrecer todavía más ahorros en la inversión de capital.

Para diseñar un sistema con bombeo el ingeniero debe:

- Tratar de seleccionar una bomba con una columna que coincida lo más cerca posible con la curva del sistema con el caudal de diseño.

- Seleccionar una válvula rotatoria del tamaño de la tubería que presente mínima resistencia cuando está abierta por completo.

- Seleccionar una bomba de velocidad variable cuando la carga estática no es importante y cuando la cantidad promedio de líquido que se bombea es menor de $\frac{2}{3}$ del caudal máximo de diseño.

Cuando se diseña un sistema con mayor capacidad que la necesaria para prever futuros aumentos en la capacidad, se debe tener en cuenta un cambio en el impulsor de la bomba o un aumento en la velocidad de la bomba con la adición de un impulsor por engranes o un motor de velocidad más alta. Otra posibilidad sería agregar una segunda bomba en paralelo.

Referencias

1. Langfeldt, M. K., "Economic Considerations of Variable Speed Drives," ASME Paper 80-PET-8 1.
2. Baumann, H. D., "How to Assign Pressure Drop Across Liquid Control Valves," Proceedings of 29th Annual Symposium on Instrument Engineering for the Process Industry, Texas A & M University, January 1974.
3. Baumann, H. D., A Case for Butterfly Valves in Throttling Applications, *Instrument & Control Systems*, May 1979.
4. Papez, J.S. and Allis, L., "Consideration in the Application of Variable Frequency Drive for Pipelines," ASME 80-PET-78.
5. Merritt, R., What's Happening with Pumps?, *Instrument & Control Systems*, September 1980.

Agradecimientos

Agradezco a I. R. Driskell, ingeniero consultor de Pittsburgh, Pa., sus útiles consejos para la preparación de este artículo.

El autor



Hans D. Baumann, presidente de H. D. Baumann Associates, Inc., 35 Minora Rd., Portsmouth, NH 03801, fue antes vicepresidente de tecnología en Masonellan International, Inc. Es un experto reconocido en todo el mundo en válvulas de control, posee más de 40 patentes en Estados Unidos y ha publicado más de 50 artículos. Recibió su título como ingeniero industrial en Alemania y efectuó estudios de postgrado en Western Reserve University y en Northeastern Institute.

Mejoramiento del funcionamiento de las válvulas de control en la tubería

La confiabilidad, el funcionamiento de protección contra fallas y los aspectos económicos son los criterios esenciales para tomar la decisión final para seleccionar válvulas de control óptimas.

E. Ross Forman, United Engineers & Constructors Inc.

La válvula de control es la única restricción variable controlada en el bucle de control. En la práctica, es un orificio de superficie variable que elimina cantidades discretas de energía del sistema a fin de controlar el proceso. En la figura 1 se indica la colocación de la válvula en el bucle.

Las bombas, reactores, calderas y compresores aumentan la presión en un sistema; la válvula está destinada con toda intención a producir caída de presión. Al contrario del equipo, como una turbina, que genera trabajo útil y energía eléctrica a partir de una caída de presión, la válvula de control consume energía para lograr el control de las variables del proceso. Dado que del 30 al 50% de la caída dinámica total en el sistema se puede gastar en la válvula de control, siempre hay la preocupación de que su funcionamiento sea confiable con esfuerzos continuos.

Una válvula tiene más puntos de falla potencial que cualquier otro componente en el bucle de control. Como se puede ver en un cuerpo típico (Fig. 2), las guarniciones o interiores se pueden gastar por erosión y corrosión. Además, la necesidad constante de que la válvula controle el material del proceso produce desgaste de la empaquetadura, fatiga del fuelle y desgaste de los accesorios como los ubicadores. Los diafragmas pueden fallar por envejecimiento. Los ciclos frecuentes de apertura y cierre pueden gastar los aparatos auxiliares como interruptores de límite y válvulas de solenoide (Fig. 3). En esas circunstancias, resulta notable la confiabilidad de la válvula de control.

Análisis de fallas

Hay muchas razones por las que puede ser necesario tener en cuenta la falla de una válvula, a pesar de que sea la especificada con mayor exactitud, de la mejor calidad y de la marca más comprobada que se pueda obtener.

Una razón es la penalización económica pura de no tener disponible una válvula clave para la operación, cuya función sea controlar o aislar el proceso. Si la válvula está en una sección importante del proceso en donde su falla puede producir una seria interrupción en la producción, significará una pérdida de ingresos. Esta pérdida

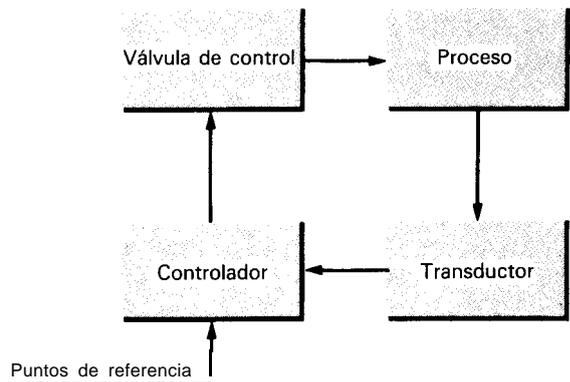


Fig. 1 Ubicación de la válvula de control en el bucle de control

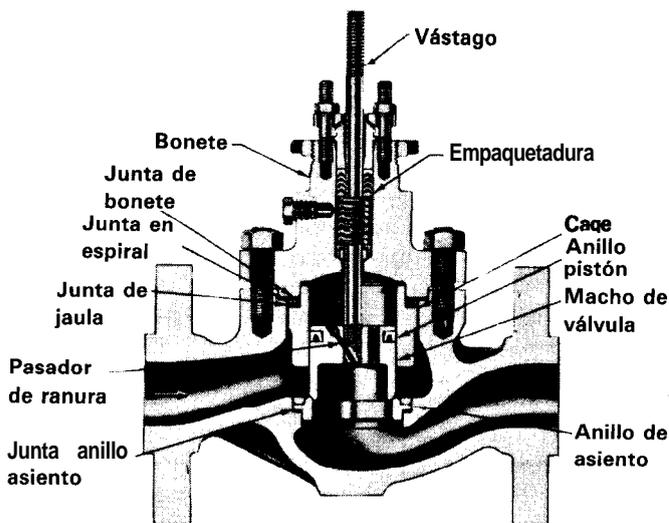


Fig. 2 Puntos potenciales de falla en las válvulas de control

se puede calcular por hora o por día y se puede tener ya determinada. Esto es de importancia creciente en muchas plantas por el aumento en tamaño de los sistemas de procesos. Los principales ingresos provienen de las instalaciones grandes, por lo cual es importante cualquier tiempo perdido.

Otra razón puede ser un escape de materiales peligrosos o tóxicos dentro de la planta.

Cualquiera que sea la razón, en casi todas las circunstancias no se puede permitir la falla de una válvula y la fase de diseño debe incluir el análisis adecuado.

Desde luego, la mejor forma de eliminar la posibilidad de falla es tener dobles válvulas. Esto puede incluir válvulas para repuesto que sirvan para las mismas funciones que las originales o quizá sólo la duplicación de componentes más susceptibles de falla, como los interruptores de límite. Lo que se debe determinar es si hay necesidad de esa duplicidad o "redundancia" y el grado de ella. Esto se hace mediante el análisis de fallas durante la fase de diseño, porque un diseño deficiente nunca se podrá compensar con control de calidad, pruebas de campo o mantenimiento.

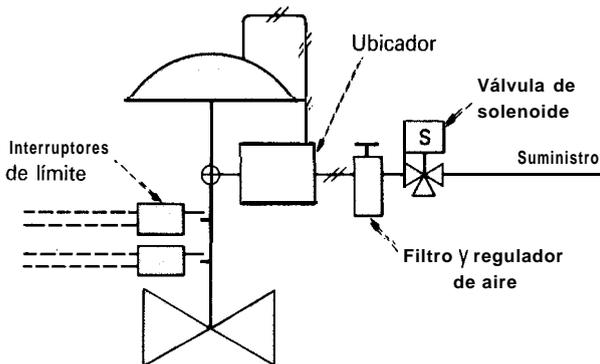


Fig. 3 Los ciclos de trabajo gastan los componentes auxiliares

Infortunadamente, es más fácil imaginarse cómo funcionará un proceso que cómo fallará. La mente humana está enfocada hacia el éxito y busca resultados positivos. Es difícil pensar en soluciones negativas y hasta hace poco se consideraba más bien un arte que una ciencia. Con la aplicación de métodos estadísticos comprobados, la selección de un diseño puede tener buen éxito y también una baja incidencia de fallas adecuadas para los objetivos de la planta.

Confiabilidad y disponibilidad

El término "confiabilidad" se confunde a menudo con el de "disponibilidad." Una válvula es confiable cuando funciona como se espera. En otras palabras, es una medida de la estabilidad de su funcionamiento en el tiempo; por ejemplo, que trabajará 997 de cada 1 000 h.

La confiabilidad se define como "la característica de un artículo expresada por la probabilidad de que desempeñará una función requerida en condiciones expresas durante un lapso determinado de tiempo". Esta definición sólo menciona el tiempo que funcionará, pero no el tiempo que no funcionará. Por ejemplo, una válvula que tiene una falla puede estar en una zona peligrosa y no estará accesible hasta que se pare una unidad para mantenimiento. En este caso, la válvula debe ser confiable durante todo ese tiempo, por largo que sea. Al final de ese periodo se para la planta y se pueden hacer las reparaciones necesarias, por lo cual no se necesitan consideraciones adicionales.

Sin embargo, supóngase que la válvula está accesible para inspección, pruebas y reparación durante el funcionamiento de la planta. Por tanto, una medición más significativa de la confiabilidad de la válvula sería "disponibilidad", que define el Institute of Electrical and Electronic Engineers (IEEE) como "la característica de un artículo expresada con la probabilidad de que funcionará en un instante futuro en el tiempo seleccionado en forma aleatoria".

Al diseñar el sistema, es necesario: a) definir el rendimiento requerido de la válvula y el sistema, b) establecer objetivos de confiabilidad de la válvula.

El comportamiento de la válvula y su sistema se deben definir con todo el rigor posible para tener la seguridad de que la válvula funcionará como se ha planeado. Se necesita la evaluación completa del sistema para poder definirlo. Pueden existir muchos criterios acerca del comportamiento y todos influirán en el número y colocación de las válvulas para el proceso. Esa definición debe incluir las condiciones ambientales, el tiempo que debe funcionar el sistema, el número de ciclos y cualesquiera otros datos. A continuación aparece un ejemplo de esa definición.

"La válvula y el actuador deben funcionar en forma satisfactoria en las condiciones antes y después del accidente en cualquier tiempo durante la duración de diseño del equipo. Las condiciones del accidente son: temperatura = 310°F, presión = 62 psig, humedad relativa = 100% atmósfera = vapor saturado y nitrógeno. La duración de la temperatura y la presión es de 10 h. La

válvula debe ser capaz de tener 250 ciclos anuales de apertura, cierre y retorno.

Los objetivos de confiabilidad se basan en diversos factores. En la industria nuclear, se utiliza en forma primaria el criterio de "una sola falla". Es decir, la válvula debe satisfacer la definición de su rendimiento en caso de falla de un solo componente. En términos numéricos, los datos indicarán la confiabilidad o disponibilidad esperadas en el sistema. Esos objetivos se alcanzan mediante:

1. *Aceptación del riesgo.* ¿Cuál es el riesgo máximo que se puede aceptar a cambio de los beneficios del sistema tal como fue diseñado? El riesgo se puede definir como el producto de la probabilidad de una falla y las consecuencias de ella. Las consecuencias se pueden medir en términos de posibles lesiones, la descarga de sustancias peligrosas o tóxicas y la pérdida de utilidades.

2. *Sistemas comprobados.* La experiencia con sistemas existentes que tienen buen historial de confiabilidad y disponibilidad.

3. *Normas de la industria.* Suele ser un objetivo tentativo basado en los conocimientos actuales.

Ejemplos de métodos de análisis

El método más conveniente para explicar los estudios hechos sobre la confiabilidad y la disponibilidad se basan en un sistema en donde se requieren dos válvulas para aislar el fluido del proceso. Por ejemplo, ¿cuántas válvulas se necesitan para satisfacer las demandas del sistema para que esté disponible al máximo posible?

Considérense dos válvulas en serie (Fig. 4). La probabilidad del funcionamiento correcto del sistema, es decir, el cierre de las dos válvulas, es

$$P_g = P_1 \times P_2 \tag{1}$$

en donde P_g = probabilidad de que el sistema funcionará, P_1 = probabilidad de que la válvula 1 funcionará y P_2 = probabilidad de que la válvula 2 funcionará.

Si la probabilidad de que funcione cada válvula es del 90%, entonces al sustituir los valores correspondientes en la ecuación (1) se tiene:

$$P_g = 0.90 \times 0.90 = 0.81$$

Por tanto, el sistema tendría una probabilidad de trabajar sólo el 81% del tiempo.

Si se agrega una válvula P_3 en paralelo con las válvulas P_1 y P_2 y tiene una probabilidad del 90% (Fig. 4) entonces, la probabilidad de buen funcionamiento se vuelve:

$$P'_g = P_g + (1 - P_g)(P_3) \tag{2}$$

Por tanto, la probabilidad de trabajo de este sistema es de 98.1%, una mejora considerable en relación con el diseño original. En este momento del diseño, se debe tomar la decisión de agregar válvulas duplicadas o dejarlo como está. La respuesta depende de los objetivos para el sistema. Se debe recalcar que la probabilidad de las válvulas es mucho mayor que la indicada en los ejemplos.

Análisis de disponibilidad

En el trabajo de diseño no sólo se debe analizar si habrá fallas sino también el tiempo requerido para reparar una válvula dañada para que el proceso vuelva a funcionar. Por tanto, el análisis debe considerar el tiempo que se requiere para reparar y volver a instalar la válvula.

Para este análisis, se utilizan tanto la tasa de fallas ($\lambda_1, \lambda_2, \dots$) y el tiempo medio para reparación ($\theta_1, \theta_2, \dots$). Para los ejemplos, se supone que la tasa porcentaje de fallas es constante y que la reparación se hace de inmediato.

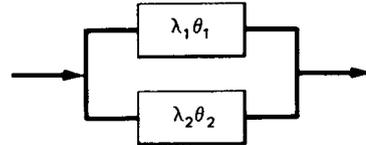
Para dos válvulas en serie:



$$\lambda_T = \lambda_1 + \lambda_2 \tag{3}$$

$$\theta_T = \frac{\lambda_1\theta_1 + \lambda_2\theta_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \tag{4}$$

Para dos válvulas en paralelo:



$$\lambda_T = (\lambda_1\lambda_2)(\theta_1 + \theta_2) \tag{5}$$

$$\theta_T = \frac{\theta_1\theta_2}{\theta_1 + \theta_2} \tag{6}$$

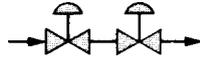
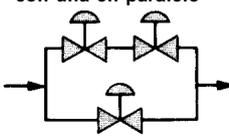
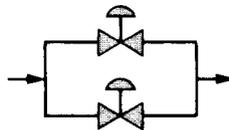
Disposición	Tasa de fallas, λ_T	Tiempo medio entre fallas, h	Tiempo medio perdido, θ_T , h	Probabilidad de funcionamiento, %
Una válvula 	0.01	100	10	90
Dos válvulas en serie 	0.02	50	10	81
Dos válvulas en serie con una en paralelo 	0.004	250	5	98.1
Dos válvulas en paralelo 	0.002	500	5	99

Fig. 4 Las válvulas duplicadas pueden aumentar la confiabilidad del sistema

Tabla I Relaciones de costos de válvulas de control con cuerpo de globo de 6 in

Construcción y capacidad del cuerpo	Asiento sencillo, guía superior*	Asiento doble, guías superior e inferior
Hierro, 125 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 150 psi	1.1	1.0 (base)
Acero, 150 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 160 psi	1.7	1.6
Acero, 300 psi, construcción estándar, cierre con ΔP de 150 psi	1.7	1.6
Acero al cromo-molibdeno, 300 psi. Construcción para 900°F Bonete de extensión con aletas Unión de asiento con Stellite Bujes de guía con Stellite Postes de guía del macho con Stellite	2.9	3.0
Acero, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 60°F, C_v de 0.5% Esgurrimiento máximo Unión de asiento con Stellite	2.1	1.8
Acero, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 60°F. cierre hermético Unión de asiento con Stellite Actuador de pistón de alta presión (90 psi) No es de falla sin peligro	2.1	
Acero al cromo-molibdeno, 600 psi, ΔP de 1 200 psi, 600°F	2.8	
Operada por piloto, equilibrada, falla sin peligro confiable		

* Con actuador de diafragma de 200 in²

† Con actuador de diafragmas de 145 in²

Fuente: Hutchison, J. W., ed., "ISA Handbook of Control Valves," 2a. ed., Instrument Society of America, Pittsburg, 1976.

Para la descripción, se supondrá que cada válvula tiene una tasa de fallas del 1% de su tiempo de trabajo y que se necesitan 10 h para repararla. Entonces, en un ciclo de 100 h, la válvula podría fallar una vez y se necesitarían 10 h para repararla.

Para encontrar λ_T y θ_T para dos válvulas en serie, se sustituye en las ecuaciones (3) y (4):

$$\lambda_T = 0.01 + 0.01 = 0.02$$

$$1/\lambda_T = 1/0.02 = 50 \text{ h}$$

$$\theta_T = \frac{(0.01)(10) + (0.01)(10)}{0.02} = 10 \text{ h}$$

Con dos válvulas en serie se tiene un tiempo medio entre fallas de 50 h y un tiempo medio perdido de 10 h.

Si las válvulas están en paralelo, el tiempo medio entre fallas se vuelve de 500 h, que es una considerable mejora. El tiempo medio perdido será de 5 h.

Estos ejemplos muestran cómo se puede mejorar el rendimiento de un sistema con válvulas duplicadas. Hay que analizar cada caso según el objetivo del sistema para tener la seguridad de que no se instala equipo excesivo.

Consideraciones sobre protección contra fallas

Además de la función de control, las válvulas deben tener protección contra fallas para cumplir con los requisitos de operación y seguridad. La protección contra fallas significa la posición en que se queda la válvula después de la interrupción de la alimentación del actuador, sea neumática, electrónica o eléctrica.

La acción de protección contra fallas depende del tipo de proceso. En los procesos químicos, el objetivo esencial cuando se interrumpe el accionamiento son cortar la alimentación, eliminar la fuente de energía térmica y reducir la presión de funcionamiento. Si la válvula de control no puede lograr esos objetivos, puede aumentar la velocidad de las reacciones químicas con aumentos consecuentes en el calor y la presión. Esto, además de la posibilidad de lesiones del personal, ocasionará la pérdida de productos valiosos o la salida de desechos por el sistema de desahogo y posibles daños al equipo por quemadura, puntos calientes, carbonización o rotura.

En la figura 5 se ilustran algunos ejemplos de la acción de protección contra fallas. Se utiliza un símbolo que indica con claridad la posición de la válvula con protección contra fallas. Este símbolo se emplea en todos los planos y diagramas de bucle para saber a qué se destina la válvula.

Técnicas para la especificación

Aunque no puede haber ninguna concesión en los aspectos de ingeniería de las válvulas, hay otros aspectos que influyen en el costo final. Hay que evaluar algunos de estos factores durante la fase de especificaciones si se quiere obtener la válvula óptima.

El precio de la válvula está en relación con el tipo, tamaño, construcción y accesorios. Hay válvulas que valen desde menos de 100 dólares hasta, quizá 250 000 dólares. Pero en la mayor parte de las aplicaciones las válvulas cuestan menos de 2 000 dólares. En la tabla 1 se presentan las relaciones entre costo y capacidad de una válvula típica de globo de 6 in y los cambios en el precio conforme se vuelve más compleja por un cambio en el servicio. Desde luego, no hay que especificar demasiados requisitos si el costo debe coincidir con su utilización.

Muchas veces se pasa por alto la necesidad de estandarizar las piezas de repuesto y el mantenimiento, pues pueden exceder del costo de las válvulas de control. Esto

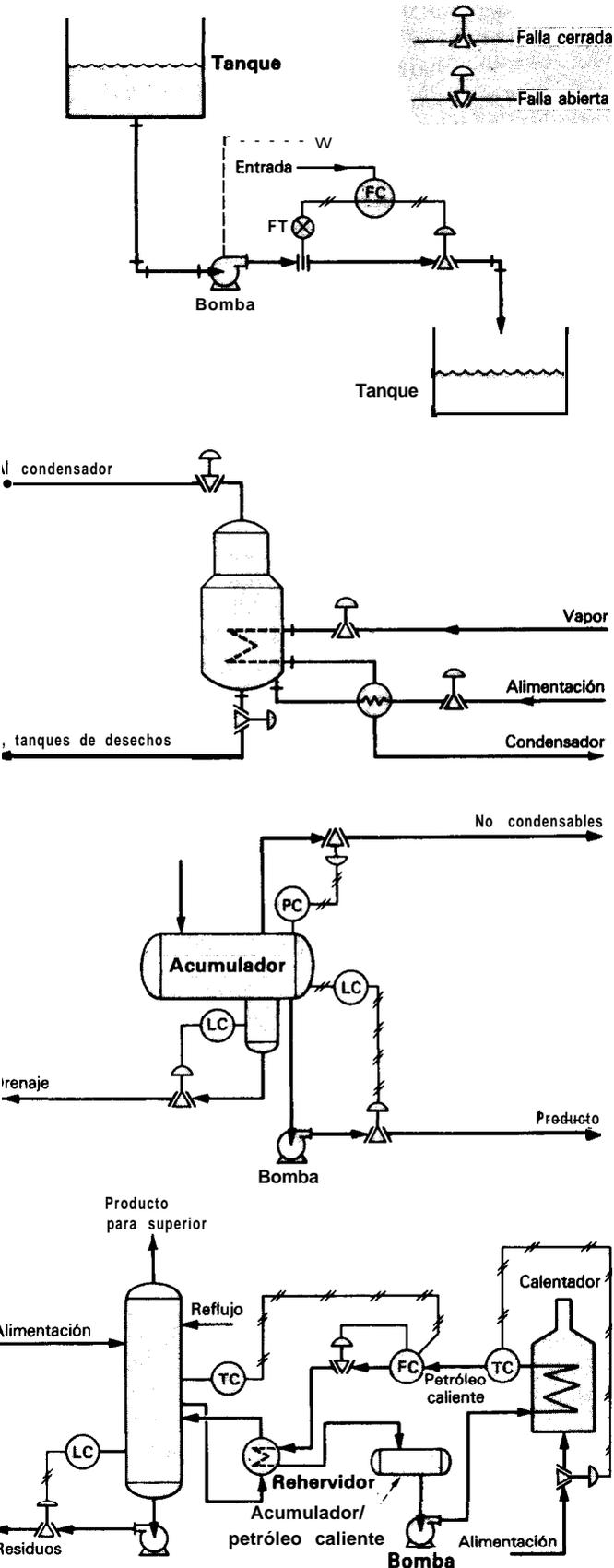


Fig. 5 La posición de falla sin peligro de las válvulas de control se debe indicar con claridad en los diagramas

se aplica en una planta individual en la cual sería muy costoso almacenar las refacciones para gran número de válvulas de diferentes tipos. Cuando las piezas se almacenan para todas las plantas de una empresa, hay que tener normas más flexibles para una instalación exclusiva.

Los presupuestos se preparan mucho antes de determinar los tamaños de las válvulas, para lo cual se utilizan los precios de lista. Sin embargo, se pueden aplicar algunos procedimientos para obtener el precio más bajo al solicitar cotizaciones, lo cual también puede ocurrir mucho tiempo antes de determinar los tamaños definitivos.

Las cotizaciones de competencia si se tienen las especificaciones correctas y se hace un análisis de las ofertas, así como un proveedor que desea el pedido, pueden dar precios competitivos incluso para pedidos pequeños. Además, hay que permitir al proveedor sugerir construcciones alternas que sean de su línea y que cumplan con los requisitos de ingeniería de las válvulas.

Un buen sistema es incluir la mayor cantidad posible de válvulas en la solicitud de cotización, pues se obtendrán, en su caso, descuentos por volumen. En las primeras etapas de un proyecto quizá se necesite pedir información y colocar un pedido preliminar para asegurar la disponibilidad de artículos que requieren tiempo largo para la entrega. Esto significa que habrá que modificarla solicitud original de cotización. Aunque esto parece ser un poco aventurado, hay algunas técnicas adecuadas. Se pueden establecer los precios base y los descuentos con el proveedor, junto con los precios unitarios si se agregan o eliminan ubicadores, interruptores de límite y guarniciones o materiales especiales. Esto es más factible si se tienen datos del uso de esas válvulas en la planta. Por ejemplo, en la tabla II se indica la distribución por tamaños de válvulas en una planta de proceso químico. Esta misma información se puede establecer para cualquier tipo de planta.

Al solicitar cotizaciones es conveniente pedir precios de las piezas de repuesto y de válvulas, en cantidades, digamos de 10, 20 y 30, además de las incluidas en la solicitud. Los precios basados en esas posibles compras futuras podrían influir en la selección del proveedor y evitarán que el que cotice más bajo trate después de compensarse con el equipo adicional. Cierta porcentaje de cualquier pedido grande, debe ser para válvulas de repuesto para evitar demoras cuando se requiere un cambio de emergencia por cambios en el diseño o por fallas.

Por lo general, las cotizaciones serán competitivas salvo que se requieran detalles exclusivos como guarnicio-

Tabla II Distribución de válvulas de control por tamaño en una planta de productos químicos

Gama de tamaño, in	Cantidad, % del total
1/2 y menor	65
2 y menor	63
3 y menor	91
4 y menor	96

nes de tipos poco comunes, materiales especiales, tanques con capacidad para falla sin peligro, válvulas de solenoide e interruptores indicadores de posición. Entonces, el proveedor ya no podrá aplicar las técnicas de producción en serie que ahorran dinero.

¿Y si hay una cotización muy baja?

Se debe hacer un análisis a fondo de toda la oferta más baja para determinar que es válida. Para tener la seguridad de que el proveedor conoce todos los requisitos de la especificación, se debe celebrar una reunión para el examen detallado de todos los aspectos de ingeniería. Además, se puede visitar la fábrica para cerciorarse de que tiene la capacidad para surtir el pedido.

Sería ideal tener un historial de mantenimiento de alguna otra instalación para evaluar la durabilidad del producto. Un análisis completo podría inclinar la elección hacia un proveedor que no fue el de precio más bajo si los costos adicionales ocasionan que la oferta más baja resulte, a la larga, la más cara.

Entrega de las válvulas

Aunque la fecha de entrega parezca ser de cumplimiento automático si se trata de un proveedor de prestigio, hay que tener en cuenta otros factores. Se pueden necesitar de seis a ocho semanas para entregar una válvula de producción normal. Si hay requisitos especiales como materiales poco comunes o el sello "N" de aprobación

para uso en instalaciones nucleares, la entrega puede tardar un año. La válvula podría ser un componente crítico en el programa de construcción.

Una de las primeras cosas es comprobar que el proveedor puede entregar en la fecha prometida, antes de colocar el pedido. Se puede determinar la carga de trabajo en su fábrica. Si el Pedido es grande, el seguidor de compras podría incluso ir a la fábrica para comprobar que las piezas no se destinan al pedido de otro cliente. A ningún proveedor de prestigio le importan esas visitas. En la práctica, a menudo se pueden hacer sustituciones que aseguran una entrega más rápida gracias a esta coordinación entre el comprador y el vendedor.

Una vez que se expide la especificación, no se debe cambiar en ninguna forma si se quiere cumplimiento con la fecha de entrega.

El autor



E. Roos Forman es supervisor de la división de potencia de United Engineers & Constructors, Inc., 30S. 17 St., Philadelphia, PA 19101 en donde trabaja desde hace años y es el encargado de todas las fases de la instrumentación y controles. Antes había trabajado en Catalytic, Inc., como ingeniero jefe de instrumentos. Tiene licenciatura y maestría de Drexel University y es miembro de ASME y de ISA. Es ingeniero profesional en Nueva Jersey, Pennsylvania y Carolina del Norte.

Ruido de las válvulas de control: causas y corrección

Como parte del gran interés que hay por el mejoramiento del ambiente, ha surgido una nueva actitud hacia las válvulas de control. Para parodiar una conocida frase: "Las válvulas de control son para verlas, no para oír las."

Hans D. Baumann, Masoneilan International, Inc

Los gobiernos de muchos países han implantado reglamentos para establecer un nivel de ruido de 90 dB durante determinado tiempo para el equipo que funciona cerca del personal de la planta, para una exposición de 8 horas. Como resultado, las asociaciones profesionales y los ingenieros de proceso y contratistas han establecido normas para asegurar el cumplimiento con las leyes. La pregunta que se puede hacer al fabricante es: "¿Cuánto ruido hará esa válvula en nuestra planta?"

Para poder contestar esa pregunta y garantizar una intensidad específica de ruido, los fabricantes de válvulas

de control han debido estudiar a fondo el problema del ruido (Fig. 1).

El primer requisito es un método para predecir el nivel de ruido esperado en las condiciones de operación. La segunda pregunta importante es: "¿Qué se puede hacer para reducir el nivel de ruido si es excesivo?"

Hay que establecer una diferencia entre tres fenómenos de ruido distintos que surgen de una válvula de control:

1. Ruido inducido por la vibración mecánica de las guarniciones.
2. Ruido producido por un líquido que ocasiona cavitación.
3. Ruido producido durante la estrangulación aerodinámica.

Es muy importante entender estas tres fuentes de ruido en lo tocante a los mecanismos que lo generan; sólo así se podrá hacer una mejora efectiva. Por fortuna, el ruido por vibración mecánica rara vez ocurre al mismo tiempo que el de cavitación y el aerodinámico. Sin embargo, si llega a ocurrir, la eliminación de uno corregirá los otros.

Ruido producido por vibración mecánica

Participan dos mecanismos. El primero es la vibración mecánica inducida por las pulsaciones del fluido que pasa por la válvula. La frecuencia suele ser baja, entre 50 y 500 Hz. Pero si esta vibración de las guarniciones de la válvula inducida por la turbulencia se aproxima a la frecuencia natural de la combinación de macho y vástago, entonces aparece el segundo mecanismo: resonancia.

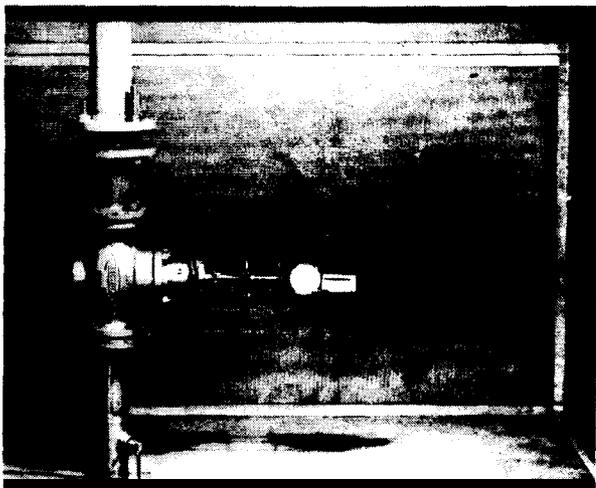


Fig. 1 Prueba de una válvula en una cámara acústica



Fig. 2 Desplazamiento de postes de guía de una válvula de acero inoxidable ocasionado por severa vibración resonante

Esta resonancia que ocurre a frecuencias entre 2 000 y 7 000 Hz es muy perjudicial, pues puede ocasionar la falla por fatiga del vástago o del poste del macho y puede incluso desplazar las piezas de acero inoxidable macizo en unas fracciones de pulgada (Fig. 2).

El único aspecto aceptable del ruido de vibración es que avisa al operador de una falla mecánica en ciernes.

Este fenómeno se ha vuelto menos común desde la introducción de válvulas con guía superior y asiento sencillo porque tiene, como regla general, menos espacio libre en los bujes de guía; además, el menor peso del macho con asiento sencillo aumenta la frecuencia natural de las guarniciones y las hace menos susceptibles a la vibración inducida por el fluido.

Las posibles correcciones de este tipo de ruido incluyen disminuir las holguras en las guías y aumentar el tamaño del vástago (un aumento de 40% en el diámetro del vástago duplica la frecuencia natural sin amortiguador de las guarniciones). Otro intento para la corrección puede ser el cambio de las condiciones de flujo o presión en la válvula. Con mucha frecuencia, la simple inversión del sentido de flujo en la válvula altera su patrón para desplazar las frecuencias inductoras de la gama de excitación de las guarniciones.

Ruido de los líquidos en cavitación

El ruido de la cavitación nunca se debe oír en una planta de proceso bien diseñada. Pocas cosas pueden destruir las guarniciones de las válvulas como el líquido en cavitación. Con la introducción de guarniciones especiales de válvulas que tienen muy poca recuperación de presión y válvulas especiales con guarnición para pérdidas múltiples de carga de velocidad, rara vez hay excusa para que ocurra cavitación en una válvula para estrangulación, excepto quizá en algunas válvulas muy grandes para las cuales puede no haber guarniciones anticavitación.

Dada la disponibilidad de buenos datos de ingeniería es posible predecir con bastante exactitud si en la válvula seleccionada habrá o no cavitación en una condición dada del proceso. Una ecuación propuesta por el autor hace algunos años permite la predicción de una caída crítica de presión que al llegar a un valor dado producirá cavitación, es decir,

$$\Delta P_{crit} = C_f^2 (p_1 - p_v) \quad (1)$$

Si la caída de presión en la planta excede de ΔP_{crit} , entonces hay cavitación. En ese caso, hay que resolver el factor C, de flujo crítico requerido y seleccionar una válvula del catálogo del fabricante que tenga un factor C, igual o mayor al calculado con la siguiente ecuación:

$$C_f = \sqrt{(p_1 - p_2)/(p_1 - p_d)} \quad (2)$$

Aunque en casi todos los casos se puede evitar la cavitación, subsiste el interés por predecir su ruido. Las investigaciones de laboratorio indican que el ruido está en función de la caída en la presión de corriente abajo mayor de la presión que ocasiona cavitación incipiente y la diferencia entre la presión corriente abajo y la presión de vapor. Se puede esperar el ruido máximo de cavitación cuando esas dos variables son casi iguales, es decir, el ruido disminuye cuando la diferencia entre p_2 (real) y p_2 (cavitación incipiente) se aproxima a cero y si la diferencia entre la presión de salida y la presión de vapor se aproxima a cero. Esto se puede entender porque el proceso de cavitación se convierte en uno de vaporización instantánea. Esta relación se ilustra en la figura 3. Se verá un aumento gradual en el ruido debido a la turbulencia normal del líquido hasta llegar a ΔP_{crit} , que es el punto de máxima cavitación. La intensidad del ruido llega a su máximo cuando el exceso de carga de presión y lo que se podría llamar "energía de cavitación", es decir, la di-

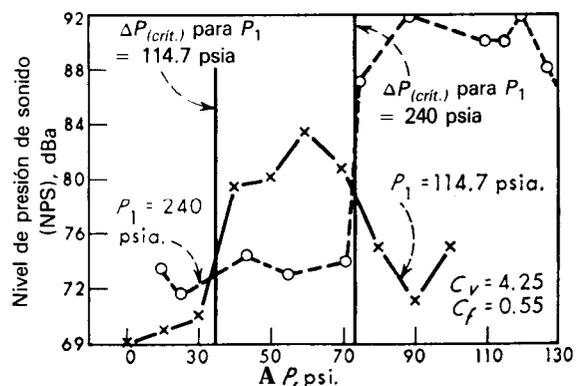


Fig. 3 Ruido de cavitación en una válvula con asiento sencillo con dos presiones de entrada (agua a 60°F)

ferencia entre p_2 y p_r se mantiene igual. Asimismo, el nivel de presión de sonido vuelve a bajar cuando la energía de cavitación se aproxima a cero al haber una reducción adicional en p_2 . Es interesante mencionar que esta válvula en ángulo, pequeña ($C_v = 0.55$) y con C_f de sólo 4.25, presión de entrada de 240 psia y caída de presión de sólo 89 psia, ya excede del límite de 90 dB establecido por los reglamentos.

Para ofrecer una ecuación empírica que prediga el ruido de cavitación se sugiere:

$$\text{NPS} = 10 \log (C_v C_f) + 8 \log (p_{2(\text{crit.})} - p_2) + 20 \log (p_2 - p_v) + 33 \text{ (en dBa)} \quad (3)$$

$$\text{En donde: } p_{2(\text{crit.})} = P, - C_f^2 (P, - p_v)$$

Esta ecuación sólo tiene exactitud razonable para agua cuando se emplea tubo cédula 40 para corriente abajo. Con investigaciones adicionales, podrá ser posible ampliar esta ecuación para otros líquidos a fin de predecir el efecto de las diferencias en el espesor de la pared del tubo.

Con el empleo de esta ecuación se puede predecir el ruido de una válvula de bola de 6 in que reduce la presión del agua de 100 a 25 psia, como sigue:

Dados = $C_v = 1\ 000$, $T = 70\ \text{F}$, $C_f = 0.7$, $P_v = 0.5\ \text{psia}$.
Por tanto, $P_{2(\text{crit.})} = 100 - 0.7^2 (100 - 0.5) = 51.2\ \text{psia}$.

$$\text{NPS} = 10 \log (700) + 8 \log (51.2 - 25) + 20 \log (25 - 0.5) + 33 = 28.5 + 11.3 + 27.8 + 33 = 100.6\ \text{db.}$$

Ruido aerodinámico

Es el más molesto en lo que toca a válvulas de control o reductoras de presión. Es el subproducto de la reconversión de energía cinética por la turbulencia en calor corriente abajo del orificio de estrangulación. Hay dos factores básicos que contribuyen a este ruido. Uno es el frente final de choque de un chorro supersónico que se genera en el chorro contraído en el orificio de la válvula, con una caída de presión mayor que la crítica. El segundo es la turbulencia general en los límites del fluido y actúa por arriba y por abajo del flujo estrangulado en el orificio de la válvula.

Desafortunadamente, no hay forma de evitar el ruido aerodinámico pues, que se sepa, todavía no se ha inventado una válvula que pueda reducir la presión sin ocasionar turbulencia. Sin embargo, hay diversos parámetros que influyen en el grado de generación de ruido, que se comentarán más adelante.

La pregunta importante a que se enfrenta un ingeniero de instrumentos al proyectar una planta nueva es: ¿Qué válvula de control excederá de los 90 dB que se suelen considerar el límite superior? Se ha publicado² una ecuación práctica para predecir el nivel de presión de sonido (NPS o SPL por sus siglas en inglés) para cualquier tipo de válvula en cualquier condición dada de presión. Se ha mejorado esa ecuación y convertido a forma gráfica para facilitar el manejo.*

La teoría en que se basa la ecuación ya se ha dado a conocer en público³ y el autor querría repetirla en términos generales para mejorar el entendimiento de los pa-

Notación

C_f	Factor de flujo crítico de una válvula de control una relación
C_v	Coefficiente de flujo, gpm (psi) ^{1/2} (para agua a 60°F) agua a 60°F)
f	Frecuencia, Hz
g	Constante de gravedad, ft/seg ²
L_T	Pérdida por transmisión, dB
m	Peso de la pared del tubo, lb/ft ²
N	Número de Strouhal, una relación
n	Número de orificios, aparentes productores de frecuencia (Tabla I)
P	Presión de sonido, lb/ft ²
p	Presión estática, psia
R_{cv}	Relación de presión crítica, p_1/p_2 , a Mach 1
r	Distancia radial desde la fuente de ruido, ft
S_g	Factor de corrección para propiedades de gases, dB (Tabla II)
NPS	Nivel de presión de sonido, dB (Ref. 2) 2×10^{-4} microbares
V	Velocidad, ft/seg
W	Potencia, ft-lb/seg
X	Fracción de conversión de potencia mecánica ($p_2/0.47p_1$; limitar a 1)
η	Eficiencia acústica, una relación
ρ	Densidad media, lb/ft ³
Subíndices	
a	= acústico
i	= en el chorro contraído
m	= mecánico
o	= corriente abajo
s	= sónica
v	= vapores
1	= entrada
2	= salida

rámetros que influyen en el nivel de presión de sonido en una válvula y cómo se pueden modificar en forma favorable.

Teoría del sonido aerodinámico

Como se mencionó, la presión del sonido medida en la proximidad de una válvula de control con estrangulación es el resultado de las ondas de presión en la atmósfera y los valores de la raíz cuadrada de la media de los cuadrados (RMS) se expresan en microbares. El nivel de presión de sonido en decibeles (dB) es equivalente a $20 \times \log_{10}$, de la relación entre el valor RMS y el valor de referencia (tomada como 2×10^{-4} microbares).

La potencia acústica que generan estas ondas de presión se crea por el frente de choque supersónico en un chorro y por las capas límite turbulentas dentro de la válvula. Está en relación directa con la cantidad de energía mecánica que se convierte en la válvula. Con esto, el NPS es función directa del flujo o C_v porque éste es una expresión de la capacidad de flujo.

Tabla I Orificios de producción aparente de ruido

Tipo de válvula	Factor η
Válvula de control de bola	1.0
Camflex	
Válvula de globo de un solo orificio	
Válvula en ángulo	
Válvula de mariposa	1.4
Válvula de doble orificio	
Válvula con jaula de 4 orificios	2.2

El factor η de eficiencia acústica que indica la relación entre la potencia acústica y la potencia mecánica es función del tipo de la válvula y la relación de presión en ella. La expresión para la potencia mecánica convertida en una válvula es:

$$W_m = [\rho_i v^3 \times (2.3 \times 10^{-4}) C_v C_f] / 8g \quad (\text{en ft-lb/seg.}) \quad (4)$$

(Para la aplicación matemática de esta y otras ecuaciones véase la referencia 3.)

Al multiplicar la potencia mecánica por el factor η , de eficiencia acústica, se obtendrá la potencia acústica:

$$W_a = W_m \times \eta \quad (5)$$

En la figura 4 se muestran los factores semiempíricos de eficiencia acústica trazados contra las relaciones de presión dentro de la válvula. La eficiencia acústica varía de acuerdo con la característica de recuperación de presión de una válvula particular expresada con el factor C, de flujo crítico (Tabla III). Indica, por ejemplo, que en una válvula en ángulo con circulación aerodinámica, el flujo para cerrar ($C_f = 0.5$) producirá un ruido relativo mayor que en una válvula de globo con orificio en V ($C_f = 0.95$) cuando está por abajo de la relación de presión crítica de alrededor de 2: 1, pero mucho menos ruido por arriba de esa relación.

Una vez encontrada la potencia acústica se puede hacer una conversión a presión de sonido como sigue:

$$P = (W_a \rho_o V_s / 4\pi r^2 g)^{1/2} \quad (\text{en lb/ft}^2) \quad (6)$$

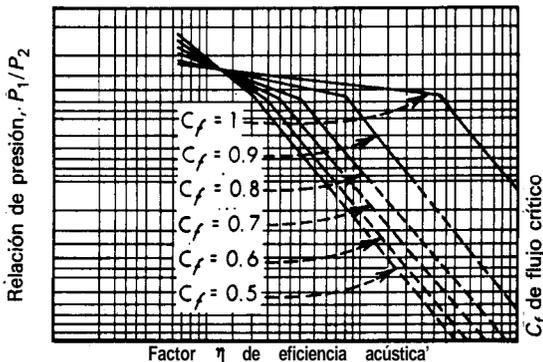


Fig. 4 Factores de eficiencia acústica de válvulas de control con diversos factores C_f de flujo crítico

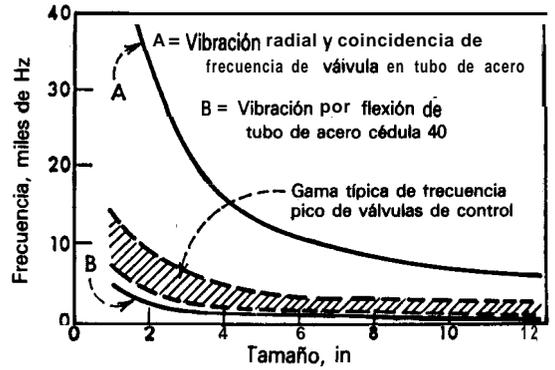
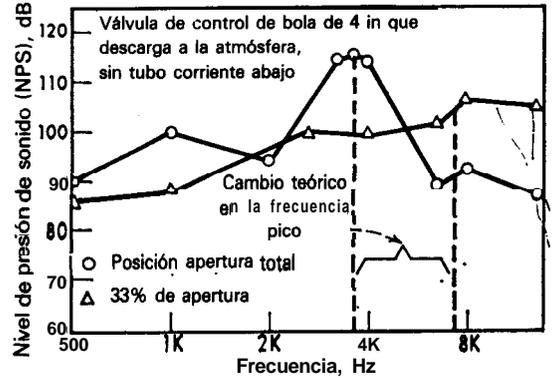


Fig. 5 Frecuencias pico de válvulas de control en relación con la vibración de la tubería adyacente



$$\text{Frecuencia pico } (\Delta) = \text{frecuencia pico } (o) \sqrt{\frac{C_v C_f (o)}{C_v C_f (\Delta)}} = 3.500 \sqrt{\frac{258}{65}} = 7.000$$

Fig. 6 Desplazamiento de frecuencia de ruido máximo con un cambio en el diámetro aparente del orificio de válvulas

Además, se debe conocer la pérdida por transmisión, es decir, la cantidad de sonido que se atenúa en la pared del tubo de corriente abajo. En el supuesto de que la frecuencia predominante del ruido de la válvula que viene del orificio sea menor a la frecuencia de coincidencia o "frecuencia anular" del tubo (Ref. 4 y Fig. 5) se puede relacionar la atenuación con la pared del tubo con la de un panel plano, es decir:

$$\text{Pérdida por transmisión, } L_T = 17 \log (mf) - 36 \quad (7)$$

en donde $fe = NVn/0.0015 \quad C_v C_f$

en donde $fe = NVn/0.0015 \quad C_v C_f$

Tabla II Factor de propiedades de gases

	S_g , dB		S_g , dB
Vapor saturado	- 2	Dióxido de carbono	+ 1
Vapor supercalentado	- 3	Monóxido de carbono ...	0
Gas natural	- 1	Helio	- 6.5
Hidrógeno	- 1.0	Metano	- 1
Oxígeno	+ 0.5	Nitrógeno	0
Amoniaco	- 2	Propano	+ 1
Aire	0	Etileno	- 1
Acetileno	- 1	Etano	- 1

El número de Strouhal, N , parece variar entre 0.1 y 0.2 según sea la relación de presión a través del chorro contraído. La frecuencia también es función del diámetro aparente del orificio expresado como $(1/\eta)0.015 \sqrt{C_v C_f}$ (Fig. 6), en donde η se toma como modificador para convertir un orificio regular a una forma circular equivalente (Tabla 1). También se debe tener en cuenta que la atenuación es una función de la densidad m $17 \log$ de la pared del tubo (Fig. 7). Además, se tiene que utilizar un factor de corrección a fin de que la ecuación básica (que es estrictamente para aire) sea aplicable a otros gases. Esto se hace con el empleo del factor S_g para propiedades de gases enumerados en la tabla II. Entonces, la ecuación final del nivel de presión de sonido aerodinámico a 3 ft de la salida de la válvula y del tubo se convierte en:

$$NPS = 10 \log_{10} (X \eta 10^{11} C_v C_f p_1 p_2) - L_T + S_g \quad (8)$$

Se ha encontrado que esta ecuación es bastante exacta a pesar de la naturaleza tan compleja del tema. En la tabla III se indican los datos calculados en contra de los

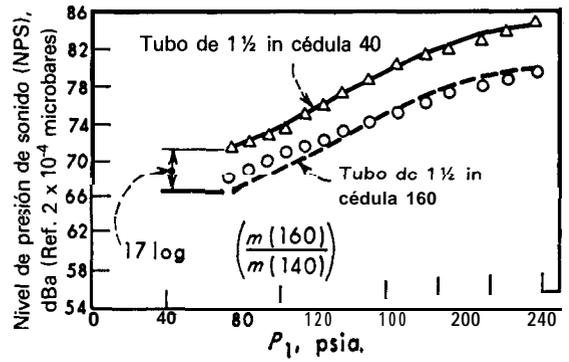


Fig. 7 Efecto del espesor de la pared del tubo en la pérdida por transmisión. El cambio por un tubo más grueso disminuyó el ruido en 4 dB

de las pruebas para válvulas en tamaños de 1 a 12 in y con una amplia gama de presiones, hasta de 4 000 psi.

Tabla III Comparación de NPS calculado con los datos de laboratorio y pruebas de campo

Tamaño válvula, in	Tipo*	Fluido	Tamaño tubo, in		n	P_1	P_2	$C_v C_f$	C_f	$C_{FR/R} \dagger$	NPS	
			Cédula	n							Calc.	Prueba
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	145	17.5	3.04	0.65		81.1	83
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	24.7	14.7	3.04	0.65		56.8	57
1	Estilo Y	Aire	1	40	1.4	115	19.0	3.04	0.65		78.0	80
1	Estilo Y	Vapor sat.	1 1/2	40	1.4	44.7	15.7	2.9		0.65	63.7	65
1%	Globo O.S.	Aire	1%	40	1.4	145	15.7	2.40	0.50		78.0	78.8
2	Jaula 4 Orif.	Vapor sat.	2	40	2.2	71.7	21.7	31.6	0.95		89.9	89.5
2	Jaula 4 Orif.	Vapor sat.	2	40	2.2	111	32.2	31.6	0.95		94.1	96
2	Angulo	Gas nat.	10	160	1.4	4 000	2 300	25.5		0.50	110.6	111
2	Reguladora	Vapor sat.	8	40	1.4	170	34.7	11.8		1.0	98.3	96
2	Globo O.D.	Gas ind.	4	80	2.2	530	80	14		1.0	106.6	105
2	Globo O.D.	Gas ind.	4	80	2.2	530	80	17		1.0	108.1	110
3	Reguladora	Vapor sat.	8	40	1.4	170	34.7	19.3		1.0	99.7	102
3	Globo O.D.	Vapores HC	6	40	2.2	241	72	48		0.95	102	103
4	Bola	Aire	4	40	1.0	150	50	180	0.76		108.7	107
4	Mariposa	Aire	4	40	1.4	150	50	180	0.62		105.3	103
4	Jaula 8 Orif.	Aire	4	40	2.5	150	50	180	0.90		105	110
4	Bola	Aire	4	40	1.0	100	72	336	0.60		103	100
4	Globo O.D.	Aire	4	40	2.2	150	50	180	0.86		104.6	107
4	Globo O.D.	Gas comb.	8	40	2.2	255	90	97		0.89	104.5	108
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	115	108		0.84	121.2	120
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	315	108		0.84	113	114
4	Bola	Aire	8	40	1.0	150	50	180		0.79	109.1	108
4	Bola	Aire	8	40	1.0	615	75	108		0.84	123.2	122
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	1.4	305	91	76.7		0.80	104.4	106
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	270	90	100		0.90	104	105
6	Bola	Gas nat.	8	40	1.0	650	325	244		0.76	116	110
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	635	295	70		0.9	101	105
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	40	2.2	665	340	191		0.9	110	110
6	Globo O.D.	Gas nat.	8	80	2.2	250	105	101		1.0	98.3	102
8	Reguladora	Gas nat.	12	40	3.0	365	165	177		1.0	101.8	101
8	Globo O.D.	Gas comb.	10	40	2.2	190	22.7	216		0.5	105.9	98
8	Globo O.D.	Gas nat.	10	40	2.2	200	23	225		0.55	104.5	100
10	Globo O.D.	Vapor	10	40	2.2	245	130	800	0.95		110	107
12	Globo O.D.	Gas nat.	18	40	2.2	165	45	367		1.0	114.4	122

* O.S. = Orificio sencillo; O.D. = Orificio doble

† Usar $C_{FR/R}$ en lugar de C_v cuando la válvula está instalada entre reductores

El peso, m , de los reductores de tubo se basa en la pared del tubo del tamaño de la válvula. Los valores calculados incluyen 3 dB para radiación hemisférica.

Qué hacer con el ruido aerodinámico

Un problema con la ecuación de NPS es que, en las etapas de planeación, el ingeniero quizá no conocerá el estilo y tipo exactos de válvula para una aplicación dada. Puesto que es una etapa de filtración, es decir, para aislar las aplicaciones críticas, sería muy útil una regla empírica sencilla. Esa regla es no preocuparse por una válvula que maneje materiales compresibles con caída crítica de presión, mientras el producto de la presión absoluta en la entrada en psia multiplicado por C_v sea inferior a 1 000. Todas las válvulas que tengan un límite mayor que ése, se deben calcular y utilizar en la forma correcta una vez que se tienen las especificaciones definitivas.

Un requisito importante en el control de ruido es mantener la velocidad en la salida de la válvula por abajo de cierto límite, según sean el tipo y tamaño de la válvula, a fin de evitar la ocurrencia de una fuente secundaria de ruido que podría ser peor que el producido por la válvula en sí. Esto es de particular importancia con válvulas que tienen la guarnición especial para "ruido bajo" o "dB bajos". Para demostrar la importancia, en la figura 8 se presentan los valores de NPS de aire que pasa por tubos de diverso tamaño, calculados con las ecuaciones sugeridas por Heitner.⁵ Este ejemplo es para llamar la atención hacia este aspecto que muchas veces se pasa por alto y para hacer destacar la necesidad de las dimensiones correctas de la válvula y el tubo.

Si el valor calculado de NPS de una válvula reductora con carga máxima excede del límite indicado en sólo 5 a 10 dB, entonces se aplican las siguientes correcciones sencillas:

- Aumentar el espesor de la pared del tubo de corriente abajo (si se duplica ese espesor, el NPS se reducirá en 5 dB).
- Utilizar aislamiento acústico corriente abajo. Esto reducirá el valor de NPS entre 5 y 10 dB por pulgada de aislamiento, según sea la densidad del material aislante.

Si el ruido de la válvula es mayor de 10 dB que el límite seleccionado, hay que utilizar otro método, como el empleo de silenciadores en la tubería corriente abajo, que

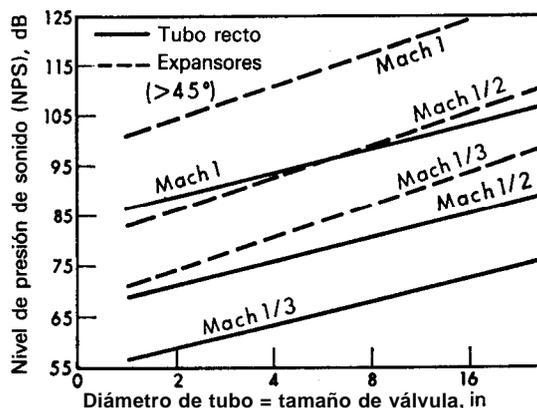


Fig. 8 Ruido aerodinámico generado por la velocidad en el tubo que incluye el efecto de los expansores corriente abajo

por lo general, atenúan entre 10 y 20 dB según sea la gama de frecuencia. Se debe montar el silenciador directamente junto al cuerpo de la válvula y comprobar que la velocidad de salida de la válvula sea inferior a la sónica; de lo contrario, el silenciador sólo actuará como reductor de presión, para lo cual no es adecuado. También se debe tener presente que una parte del ruido de estrangulación de la válvula se transmitirá arriba y se volverá a radiar en ese tubo. Esto significa que la válvula que tuviera un NPS calculado, sin tratar, de 100 dB se podría atenuar con un silenciador a 80 dB corriente abajo. Sin embargo, el sistema radiará ruido a 90 dB corriente arriba y anulará la mayor parte de los efectos favorables del silenciador.

Otro método que suelen recomendar algunos fabricante es el empleo de placas de expansión reductoras de ruido corriente abajo de la válvula. La función primaria de estas placas no es atenuar el ruido en la válvula, sino absorber parte de la reducción de la presión en todo el sistema. Con esto, la relación de presión en la válvula se puede mantener por abajo de la crítica con el beneficio adicional de que se genera menos potencia acústica. Las placas reductoras de ruido se pueden utilizar si el producto de la presión absoluta en la entrada

Tabla IV Niveles de presión de sonido (NPS) de válvulas normales contra las de bajo ruido (bajo dB)

Tamaño bajo dB	Tipo válvula	X†	Volumen, ft ³ std./hora	Fluido	P ₁ Psia	P ₂ Psia	Cédula tubo	NPS		
								Válvula Calc.*	Válvula Prueba	Válvula estándar
1½ X 1%	Asiento senc.	2	31 180	aire	240	17. i	40	79.4	78.5	87
2 X 2%	Asiento senc.	6	1.4 X 10 ⁶	gas	3 725	1 151	160	78.5	81	107
2 X 2%	Asiento senc.	6	0.5 X 10 ⁹	gas	4 000	1 060	160	70.5	67	96
2 X 4	Asiento senc.	4	2.7 X 10 ⁶	gas	4 000	1 060	80	89.3	88	112
2 X 4	Asiento senc.	4	4.1 x 10 ⁶	gas	4 000	1 060	160	89	94	110
3 X 6	Asiento senc.	4	2.7 X 10 ⁶	gas	3 850	1060	80	87	83	111
3 X 6	Asiento senc.	4	3.4x 10 ⁶	gas	3 850	1060	80	88.8	85	113
3 X 6	Asiento senc.	2	4.1 X 10 ⁶	gas	2300	1060	80	94.2	96	112
4X 4	Asiento doble	2 X 2	350,000	aire	215	115	40	79.2	80	91.2
6 X 6	Asiento doble	2 X 2	360,000	gas	282	138	40	75	79	90

• NPS = 8.5 log. (C_v C_p) 28 log (P₁) - 13 log (P₂) + 20 log (4/X) + 28 = S_a + S_g (en dBa)
 † X = relación de superficie de guarniciones

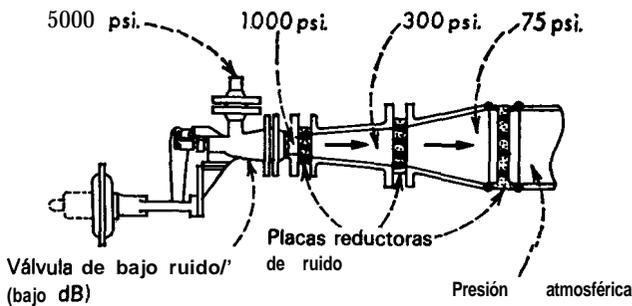


Fig. 9 Instalación de válvula de bajo ruido que reduce desde una presión de 5 000 psi hasta la atmosférica

(β_1) multiplicado por C_v es menor de 5 000 cuando se emplean corriente abajo de las válvulas de control convencionales. Este límite no existe si se colocan corriente abajo de válvulas reductoras en etapas múltiples y de válvulas convencionales utilizadas sólo para *cierre* y paso. Otro beneficio de estas placas es la reducción de la velocidad en la salida a valores seguros mediante el aumento de la presión estática.

Se recomienda el empleo de placas múltiples en donde la relación entre la presión de corriente arriba y la presión final corriente abajo sea mayor de 10 a 1. En la figura 9 se muestra la instalación típica de una válvula que reduce desde 5.000 psi hasta presión atmosférica. En este caso, la válvula podría reducir la presión de 5 000 a 1 000 psi, la primera placa, de 1 000 a 300 psi, la segunda placa de 300 a 75 psi y la última placa, de 75 psi a la atmosférica. Estas placas se instalan en expansores cuyas superficies para flujo creciente coinciden con la intensidad dada de la presión y mantienen casi constante el gradiente de velocidad en todo el sistema.

Al analizar las ecuaciones (4) y (6) se llega a la conclusión de que la forma más eficaz de combatir el ruido aerodinámico en una válvula es reducir la velocidad de estrangulación. Esto ocurre porque el NPS varía casi a la octava potencia de la velocidad de estrangulación. Hay algunos estilos de válvulas en el mercado en que se aprovecha este efecto favorable, como la "Self Drag" que vende Control Components, Inc., y la de "bajo dB" de Masoneilan.⁷ En esta válvula se utiliza un cono de etapas múltiples que obliga al fluido a tener vueltas agudas

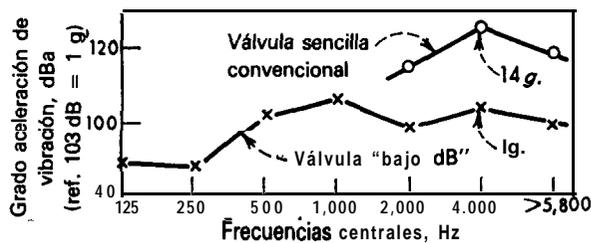


Fig. 10 Grados de aceleración de la vibración al reducir 4 millones de ft^3/h de gas desde 4 000 hasta 2 3000 psi

repetidas, cada una de las cuales tiene un coeficiente de pérdida de carga a alta velocidad que produce una caída de presión casi adiabática constante en la válvula. El elevado cambio en la pérdida de carga específica por etapa significa baja velocidad. Por tanto, la intensidad del ruido es bastante menor que en las válvulas de globo o en ángulo convencionales (Tabla IV).

Pero estas válvulas son más costosas que sus predecesoras, por la configuración más costosa de la guarnición y por su tamaño, que por regla general es el doble que el de la válvula convencional. La razón del aumento del tamaño de la válvula es mantener la velocidad del fluido dentro de los límites. Estas restricciones no se aplican en las válvulas convencionales, cuando no se tiene en cuenta el nivel de presión de sonido.

Se ha comentado que si se instala una válvula en un lugar lejano sin personal de operación, se puede pasar por alto el problema del ruido. A veces puede ser una simplificación peligrosa, porque el ruido no es más que vibración audible y por sí sola puede ocasionar considerables daños mecánicos. Uno de sus muchos efectos perjudiciales son los daños a los manómetros o a los instrumentos montados en la válvula o en los tubos. Una de las consecuencias más serias es que los tornillos, incluso de una brida para 2 500 lb ANSI, se pueden aflojar con la vibración, como lo pudo ver el autor. En la figura 10 se indican valores típicos de aceleración medidos corriente abajo de una válvula en ángulo de flujo para cerrar, de alta presión de 2 in, que reduce la presión de gas de 4 000 psi a 2 300 psi. Después de que se instaló la válvula de bajos dB, la aceleración en el tubo se redujo de 125 dB a 103 dB (aceleración desde 14 g hasta 1 g). La aceleración original de 14 g era muy severa y se compara con la que se experimenta al sostener una pistola remachadora."

En cualquier caso, la eliminación de la vibración es un aspecto importante que no se debe pasar por alto. El dinero empleado para la seguridad y la reducción de costos de mantenimiento, es dinero bien gastado.

Nota: Los resultados de las pruebas acústicas presentados en este artículo, excepto las figuras 6 y 10 se aplican a la escala ponderada de audibilidad (dBa), es decir la gama de frecuencia que corresponde más o menos a la sensibilidad del oído humano. Esos datos generales ponderados en frecuencia se suelen llamar "niveles de sonido" y suelen exceder del NPS específico a la frecuencia pico dada, entre 1 a 3 dB.

Referencias

- Baumann, H. D., The Introduction of a Critical Flow Factor for Valve Sizing, *ISA Transactions*, 2, NO. 2 (Apr. 1963) Paper presented at ISA Conference, Oct. 1962.
- "Masonellan Handbook for Control Valve Sizing," Masonellan International, Inc., Norwood, Mass.
- Baumann, H. D., On The Prediction of Aerodynamically Created Sound Pressure Level of Control Valves, *ASME Paper WA/EE-28*, Dec. 1970.
- Sawley, R. S., While, P. H., Energy Transmission in Piping Systems and in Relation to Noise Control, *ASME Paper 70-WA/PET-3*, Dec. 1970.
- Heitner, J., How to Estimate Plant Noises, *Hydrocarbon Process.*, Dec. 1968.
- Iivnes, K. M., The Development of a Low Noise Constant Area Throttling Device, *ISA Paper 839-70*, Oct. 1970.
- Baumann, H. D., Multistep Valve Design Cuts Throttling Noise, *Instrum. Tech.*, Oct. 1969.
- Harris, C. M., Crede, C. E., "Shock and Vibration Handbook," Vol. 3, pp. 44-42 and 47-53. McGraw-Hill, New York, 1961.

El autor



Hans D. Baumann fue vicepresidente de Ingeniería en **Masonilan International Inc.**, Norwood, M A **02602**. Se graduó en ingeniería en Alemania e hizo estudios de postgrado en **Western Reserve University**, en Cleveland y en **Northeastern University** en Boston. Es miembro de la **ASME** y miembro senior de **Instrument Soc. of America**. Es ingeniero registrado en Illinois y Pennsylvania.

Válvulas de control especiales que reducen el ruido y la vibración

El flujo a alta velocidad en las válvulas de control convencionales ocasiona erosión, vibración y ruido en la válvula en la tubería. Se describe un análisis para manejar estos problemas y una evaluación de algunas válvulas de control nuevas y otros aparatos que pueden aminorar estos problemas o eliminarlos en la fuente.

J. B. Arant, E. I. du Pont de Nemours & Co.

La válvula de control convencional de macho y orificio es susceptible de serios problemas de mantenimiento y funcionamiento cuando tiene que trabajar en condiciones de alta velocidad de fluido. Esto mismo ocurre con otras válvulas, como las de bola y las de mariposa.

La alta velocidad es el gran problema en las válvulas de control, como la válvula en ángulo (Fig. 1). Ocurre por la conversión de la carga de presión en carga de velocidad cuando el fluido sufre una caída de presión al circular por el orificio de la válvula.

En servicios con líquidos el problema surge cuando la velocidad en las guarniciones de la válvula excede de 300 ft/s. En servicio con gas o vapores se presenta cuando la velocidad excede alrededor de Mach 0.4. Con estas velocidades, ocurren uno o una combinación de los siguientes problemas: 1) erosión, 2) control errático, 3) vibración, 4) fugas con la válvula cerrada y 5) ruido. Se examinará cada uno de estos problemas en detalle a fin de definir sus características.

Erosión

El flujo del líquido puede producir erosión porque la alta velocidad "lava" la superficie del metal con lo que la película protectora se elimina en forma continua y se desgasta el metal. También ocurre con fluidos que contienen partículas sólidas como incrustaciones, finos de catalizadores y gotitas de líquido que producen la abrasión de la superficie del metal.

En algunos casos, la cavitación ocasiona un tipo especial de daño en la superficie, cuyo mecanismo es complejo y no ha sido entendido del todo, pero en general se acepta lo siguiente.

Cuando la carga de presión de un líquido se convierte en carga de velocidad en la válvula, llegará a una zona de máxima velocidad y de mínima presión llamada chorro contraído o contracción de chorro. Si la presión mínima es menor que la presión de vapor o de la presión de la solución gaseosa del líquido ocurrirán vaporización instantánea y formación de burbujas localizadas. Si el fenómeno no fuera más allá, no habría problema porque las burbujas no producen daños. Sin embargo, como la

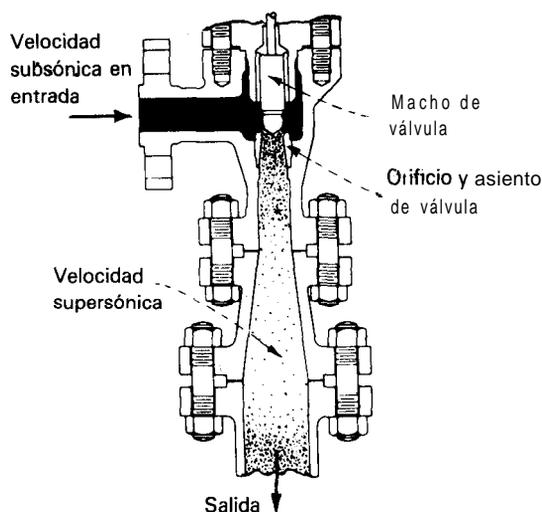


Fig. 1 La válvula en ángulo convencional tiene flujo supersónico

recuperación de presión ocurre corriente abajo de la válvula, las burbujas se aplastan rápidamente por implosión, y la disipación resultante de energía puede aplicar esfuerzos concentrados en la superficie del orden de 100 000 psi o más, que actúan como un número infinito de martillazos que desprenderán partículas de metal de la superficie para formar el tipo de daños que se reconocen con facilidad y se llaman "de chorro de arena" o "agujeros de termita". Ni los materiales endurecidos para las guarniciones pueden soportar mucho tiempo estos esfuerzos.

Un diseño de válvula que se ha utilizado en instalaciones en que puede haber cavitación tiene guarniciones para circulación con vaporización o de "queso Gruyere", pero aunque es muy útil, no siempre resuelve el problema.

Por lo general, los gases secos y limpios no ocasionan problemas de erosión, pero la presencia de gotitas de líquido o de sólidos puede ocasionar erosión severa en un tiempo corto. El proceso se acelera mucho cuando la válvula tiene fugas o funciona cerca del asiento; esta erosión se denomina turbulencia.

El vapor es el que más turbulencia (estrangulación) produce porque a menudo está saturado o húmedo. El vapor supercalentado, aunque esté seco, es muy erosivo, aunque se podría esperar que actuase como un gas seco. La explicación es lo opuesto de la cavitación, pues se forman gotitas de líquido en el gas (Fig. 2).

En este caso, la presión de entrada, P_1 , cae durante la estrangulación isentrópica hasta la presión P_3 en la garganta de la válvula, en donde es menor que la temperatura de saturación. Esto hace que se formen gotitas de agua y ocasiona la misma situación de erosión que el vapor húmedo. Cuando ocurre la recuperación de presión,

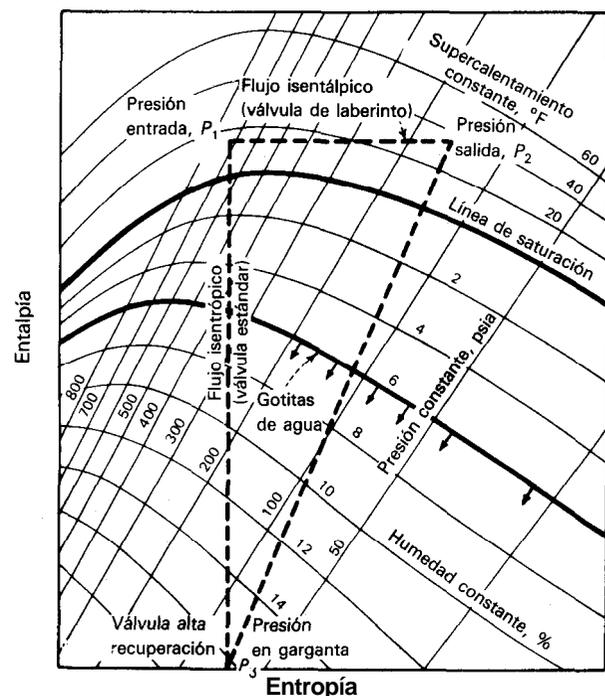


Fig. 2 La estrangulación isentrópica crea gotitas de agua

el agua vuelve a su estado de vapor y el vapor seco sale de la válvula a la presión P_2 . Aunque la reducción en la presión del vapor parece ser isentrópica, en realidad no lo es. Las altas velocidades producidas, las gotitas de agua que se forman y la alta temperatura del fluido se combinan para producir estragos en las guarniciones de la válvula. No es raro que una válvula utilizada para reducir vapor desde una presión de 1 500 psig hasta unas 300 a 500 psig quede destruida en su interior en cuestión de días.

Control errático

El control errático puede ser por velocidad excesiva, debida a un factor o una serie de ellos. Las velocidades sumamente altas producirán turbulencia que ocasiona cargas laterales erráticas en el vástago y el macho (tapón). Los cambios en la relación entre la velocidad y la presión estática en la válvula pueden alterar la relación de equilibrio de fuerzas en sentido vertical. Estas situaciones pueden:

1. Alterar la relación concéntrica entre el macho y el asiento, lo cual variará la característica de flujo.
2. Ocasionar vibración de alta frecuencia y desgaste, que destruirán los componentes internos de la válvula.
3. Crear inestabilidad vertical en el operador de la válvula, que producirá oscilación vertical.
4. Producir vaporización instantánea o cavitación variable de los líquidos lo que ocasionará control deficiente.

Vibración

La vibración, a menudo, es el resultado de la alta velocidad en la válvula y en la tubería; puede ocasionar falla de la válvula y, lo que es peor, daños en la tubería.

El autor ha observado vibraciones de la tubería corriente abajo de una válvula de control de gas con elevada caída de presión, del orden de 2 500 Hz y una amplitud de 100 milésimas de pulgada (0.001 in). Sobra decir que se dañó la tubería. Los intentos por amortiguar la vibración con láminas de plomo traslapadas dieron por resultado la destrucción de las láminas en menos de 24 h. La corrección exigió el rediseño completo de la configuración de la tubería, aumento en el espesor de pared del tubo, refuerzo de los soportes y una envoltura con láminas de plomo. La solución correcta habría sido eliminar la energía de alta velocidad en la válvula, que era la productora de la vibración.

Fugas con válvula cerrada

La pérdida de capacidad de cierre es el resultado de algunos de los problemas mencionados. La erosión, como sea que ocurra, destruirá las superficies de asientos y de cierre. La vibración puede recalcar y deformar el macho y el asiento. En muchos casos, la situación va empeorando, porque cuanto mayores son las fugas por la válvula, más grandes se harán. La alta velocidad impide a menudo utilizar un asiento de elastómero blando o de Teflón para tener cierre hermético debido a que estos sellos no se pueden retener en forma mecánica.

Ruido en las válvulas de control

El ruido y la velocidad siempre van juntos. Hay tres fuentes principales de ruido en las válvulas: vibración mecánica, cavitación y acción aerodinámica.

La vibración mecánica la ocasiona la turbulencia generada por la velocidad o por grandes volúmenes de flujo y suele ser impredecible. Es más común en las válvulas de asiento doble, pero las de asiento sencillo no están libres de ella. Los niveles de ruido suelen ser bajos, en la gama de 50 a 1 500 Hz; las frecuencias más altas suelen ser por la excitación de los componentes internos de la válvula debidos a la resonancia natural. Esta resonancia puede producir mucho ruido y llegar hasta unos 90 dBa con una frecuencia hasta de 7 000 Hz. Puede ser aceptable como ruido, pero es muy fácil que ocasione daños en la válvula.

La cavitación también puede producir ruido, según sea su intensidad. Este ruido subirá, conforme aumenta la caída de presión, hasta cierto valor máximo y, luego, disminuirá a alguna magnitud menor. Esto se debe a la reducción progresiva en la recuperación de presión corriente abajo que ocasiona el aplastamiento de las burbujas. En el manual de un fabricante de válvulas aparecen las ecuaciones para predecir la cavitación y el ruido consiguiente. (Véanse también las páginas 200 a 202 de este libro.) Los niveles de ruido durante la cavitación suelen estar en la gama de 90 a 100 dBa, pero pueden ser más altos.

El ruido aerodinámico es la más común y la peor fuente de ruido en las válvulas. Lo ocasionan la turbulencia del fluido y las ondas de choque por la alta velocidad o el volumen de un gas y se puede predecir con facilidad en cuanto a su ocurrencia y magnitud.^{1,2}

Aunque una velocidad de circulación de Mach 1.0 (sónica) es casi una garantía de que habrá ruido, se pueden producir grados más intensos con apenas Mach 0.4 si hay caídas más o menos pequeñas en la presión cuando se manejan grandes volúmenes de flujo (Fig. 3).

Sin embargo, el ruido que más molesta es el que produce el flujo sónico o casi sónico. Por ejemplo, se han encontrado niveles de ruido hasta de 140 dBa cerca de algunas válvulas. La reducción de presión de gas natu-

ral de 4 000 a 1 000 psig genera alrededor de 5 000 W de nivel de presión de sonido. El cuerpo de la válvula y la pared del tubo absorberán alrededor de 4 950 W; los 50 W que escapan producirán alrededor de 100 dBa a una distancia de 3 ft. Si la reducción hubiera sido de un chorro libre o una descarga, el nivel de presión de sonido habría sido mayor de 150 dBa. Por comparación, el nivel de ruido de un avión de reacción al despegar es alrededor de 117 dBa.

Cualquier persona que haya estado cerca de válvulas muy ruidosas, sabe lo molesto que es. Los síntomas pasajeros pueden ser vértigo, náuseas, dolor de cabeza y sordera. La exposición prolongada puede ocasionar daños permanentes en el oído; incluso a cierta distancia ese ruido puede alterar los nervios y el humor y ser la causa de peligros en la planta.

La contaminación por ruido ha dado por resultado reglamentos cada vez más estrictos aplicables no sólo a los trabajadores expuestos al ruido sino también a las zonas residenciales cercanas. La industria, en general, ha reconocido lo anterior y se ha esforzado por eliminar o reducir esa contaminación.

El ruido de válvulas es uno de los más notorios en muchas plantas. Su eliminación es posible con la tecnología moderna y será un gran paso para cumplir con las normas de ruido. Una base que se ha aceptado para el ruido de las válvulas es que el nivel de presión de sonido (NPS) debe ser 85 dBa o menor al medirlo a 3 ft de la fuente. Aunque no se podría decir que reinará el silencio, es aceptable para poder conversar. Este criterio requiere limitar la velocidad de los gases o vapores a menos de Mach 0.4 y, de preferencia, a no más de Mach 0.3.

Se ha trabajado mucho para predecir el ruido aerodinámico y ya hay información disponible.^{1,2} Una forma rápida y aproximada es empezar con la ecuación: $P_1 C_v = X$, en donde P_1 es la presión corriente arriba, psia, y C_v es el coeficiente de válvula con máximo volumen de flujo. Si X es igual 0 menor que 1 000, el nivel máximo de ruido es de alrededor de 90 dBa. Si el valor de X es mayor de 1 000, se requieren cálculos más específicos para evaluar el problema. Si la predicción del ruido es de 90 a 100 dBa, hay varios métodos para ello, basados principalmente en el tratamiento en la trayectoria en lugar del tratamiento en la fuente.

1. Evalúese el efecto de la distancia. Quizá la posición de la válvula en la parte superior de una estructura o en un puente de válvulas indica que no habrá problema para el personal en sus lugares de trabajo. Para verificarlo, se utiliza la ecuación de reducción del nivel de presión de sonido (NPS).

$$NPS_{\text{distancia}} = NPS_{\text{fuente}} - 10 \log \left(\frac{\text{distancia en pies}}{3} \right)$$

2. Auméntese el espesor de pared. Si se duplica el espesor de pared del tubo se reduce el ruido que escapa en alrededor de 5 dBa. Si se agrega una pulgada o más de aislamiento acústico, se reducirá el nivel de sonido otros 10 dBa. Sin embargo, se debe tener en cuenta que el sonido avanza por una tubería y que el aumento del espe-

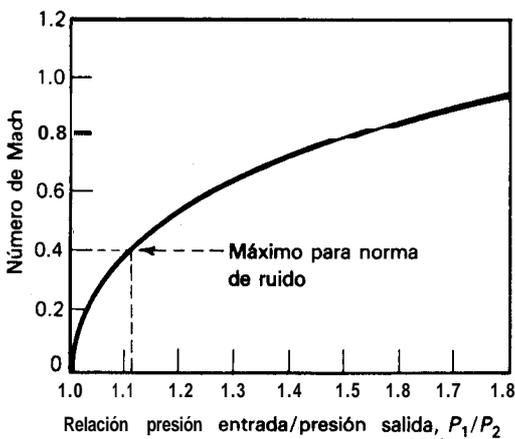


Fig. 3 El flujo sónico o casi sónico produce ruido

tor de pared o la aplicación de aislamiento acústico puede ser una solución costosa.

3. Utilícese un silenciador. También puede ser costoso y no siempre es eficaz. La velocidad de entrada debe ser subsónica y no se puede hacer que el silenciador actúe como reductor de presión, pero el silenciador también puede propagar el ruido si la pared de su cubierta es delgada y vibra.

4. Trátese de limitar la velocidad de salida para que sea igual o menor que Mach 0.3. Aunque se utilice un expansor de tubo, la turbulencia en la salida se concentrará en el expansor y generará ruido. Es una falacia común afirmar que se puede eliminar el ruido con la reducción de la velocidad de salida de la válvula con expansores de tubo.

Si el cálculo para la reducción de ruido da un resultado igual o mayor de 100 dBA se tendrá un problema muy serio. El único recurso es efectuar el tratamiento en la fuente.

Resolución de los problemas

Hasta hace poco tiempo, lo único que se podía hacer era instalar alguno de los diversos materiales endurecidos para guarniciones, reforzar el vástago y las guías y esperar que diera resultados. Se intentaría probar con un cuerpo en ángulo, en Y o en S o un tipo diferente de guarnición, invertir el cuerpo, etc. Todo ello sería tratar de soportar el problema y prolongar la duración de la válvula. Si cualquiera de esos cambios aumentaba la duración de la válvula, se consideraba un éxito y el problema dejaba de estar en el ámbito de la ingeniería y se volvía de mantenimiento; se convertía en una rutina y muchas veces se negaba la existencia del problema.

En los últimos años han aparecido en el mercado nuevos diseños de válvulas de control y otros aparatos; aunque no son la panacea, sí han ayudado mucho.

En general, cualquier diseño especial puede costar de dos a cinco veces más que una válvula estándar. En válvulas muy grandes o para altas temperaturas o presiones, la diferencia entre las válvulas convencionales construidas según ciertas especificaciones y los diseños especiales puede ser muy pequeña. Se pueden lograr muchos beneficios con los diseños especiales, como menores costos de mantenimiento, mayor duración, mejor control y menores niveles de ruido. Hay muchos casos en donde todo el costo de la válvula especial se absorbió al eliminar los silenciadores de los respiraderos o de la tubería, una parte de los soportes, con menor complejidad de la tubería y al reducir mucho el espacio requerido. Lo que se quiere decir es que no se puede compensar el costo de una válvula con el costo de otra.

Diseño de etapas múltiples

El primer diseño es el de guarnición por etapas o escalonada (Fig. 4) en una válvula de macho y orificio con una configuración en serie o de etapas múltiples. Hay variantes disponibles para servicio con líquidos. Un fabricante ofrece un tipo para servicio con gas o vapores.

La ventaja de la guarnición escalonada es que en lugar de recibir toda la caída de presión "de golpe" se dis-

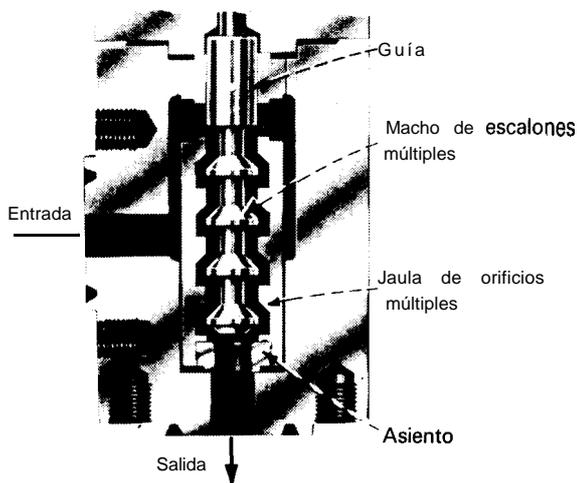


Fig. 4 La válvula con guarnición escalonada distribuye la caída de presión

tribuye entre los diversos machos y orificios o etapas; pueden ser desde dos hasta un máximo de seis.

Para tener mejores resultados, la caída de presión por etapas se debe limitar alrededor de 600 a 700 psi; en estas condiciones, se reduce mucho la velocidad en cada etapa. Sin embargo, cada etapa actúa como válvula con alta recuperación, lo cual suele significar velocidades más altas en la garganta por la eficiencia de la guarnición del tipo de boquilla. Por tanto, las válvulas escalonadas no son inmunes a la erosión o la cavitación, aunque se reduce su magnitud. Estas válvulas están limitadas a tamaños máximos de 2 o 3 in y se emplean operadores neumáticos, lo cual se debe en parte a las limitaciones en la potencia como resultado de su diseño desequilibrado o semiequilibrado. En los tamaños grandes, pueden tener inestabilidad vertical. Los coeficientes de flujo, C_v , suelen ser entre 1/2 y 1/3 de los de la válvula de control estándar equivalente y la capacidad de cierre es mucho menor. Estas válvulas son grandes y gruesas para su tamaño y capacidad, por los requisitos del cuerpo para alojar los componentes internos.

Un fabricante hizo una interesante variación en la guarnición escalonada para líquidos (Fig. 5). El husillo o macho es un cilindro recto y los conductos para circulación se forman con ranuras o acanaladuras fresadas a 45° con el eje vertical del husillo. Cuando el husillo se separa de la banda u orificio correspondiente en cada etapa, la superficie proyectada de su ranura queda descubierta en forma creciente y se produce la zona para capacidad de flujo (Fig. 5). Además, las ranuras en cada etapa están a un ángulo de 90° con las de las etapas anterior y posterior, por lo cual se invierte el sentido del flujo de una etapa a otra. La eficiencia de esta inversión para obtener una válvula con baja recuperación disminuye conforme el macho se mueve hacia la posición cerrada; la válvula actúa después como una convencional con guarnición escalonada. En general, tiene las mismas limitaciones básicas que otras de guarnición escalonada.

Estas válvulas de guarnición escalonada para servicio con líquidos se suelen utilizar en servicios con gran caí-

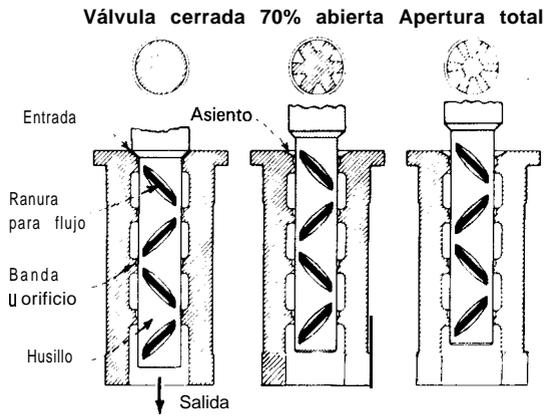


Fig. 5 Las ranuras fresadas en el macho producen escalonamiento

da de presión, como derivación y recirculación de bombas para alimentación de calderas, agua para aspersión en el desrecalentador, arranque de agua de alimentación de calderas y en separadores de aceite. Se puede pensar en utilizarlas en otros servicios de acuerdo con su capacidad y tamaños disponibles.

Que sepamos, sólo se fabrica una válvula de guarnición escalonada para servicio con gas y vapores (Fig. 6). Es la válvula de "bajo ruido" o "bajos dB" llamada a veces válvula "Lanco". Se originó en Europa y se fabrica y vende en otros países. Las diferencias entre esta válvula y la normal para servicio con líquido de guarnición escalonada son:

1. El macho o tapón escalonado tiene configuración de árbol de Navidad. La circunferencia y la zona para flujo aumentan en forma gradual hacia el lado de descarga y esto ayuda a compensar el aumento en el volumen específico conforme se reduce la presión y ayuda a limitar el aumento en la velocidad.

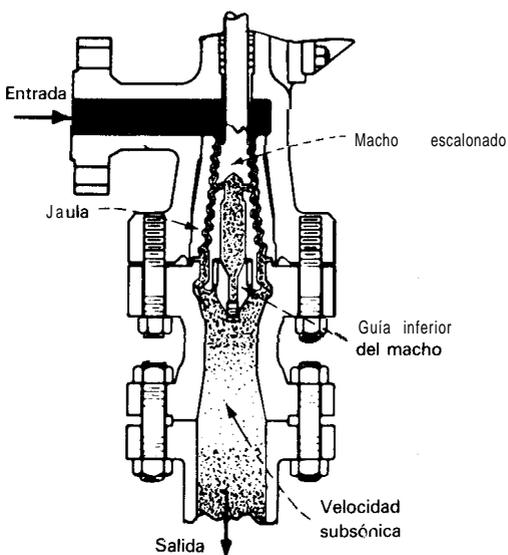


Fig. 6 Válvula con guarnición escalonada para servicio con gases o vapores

2. El macho escalonado y las bandas correlativas en el cuerpo tiene un patrón semilaberíntico que produce algunos cambios en el sentido de flujo (algo similar a la válvula para líquido ya descrita). El resultado puede ser una pérdida adicional de carga de velocidad.

El fabricante dice que en esta válvula se utiliza el principio de flujo adiabático con fricción. El proceso de estrangulación es adiabático; la diferencia exclusiva entre la guarnición escalonada y la de macho y orificio es el grado de estrangulación isentálpica que se logra; el efecto isentálpico deseado es el que se obtiene en un tubo largo con fricción, como un capilar, pero resulta impráctico. Se puede utilizar un tubo corto si se puede hacer que gire con frecuencia y rapidez.

Un examen detenido de la guarnición Lanco puede hacer surgir alguna pregunta en cuanto a su eficiencia como componente de fricción. En este aspecto es, quizá, más eficaz, en la primera parte del recorrido del macho y, después, es dudoso que el fluido pueda seguir las vueltas. Lo que es probable que haya es estrangulación en etapas múltiples y cada una es inicialmente isentrópica. Conforme abre la válvula y las vueltas o giros se hacen menos eficaces, es probable que la válvula se vuelva politrópica (Fig. 7). Las fotografías tomadas durante el servicio han mostrado que tenía una gruesa capa de escarcha, lo cual tiende a confirmar este análisis. La eficacia de la válvula para reducción de ruido es quizá mayor por la configuración del conducto combinada con las limitaciones en el aumento de velocidad inherentes en esta forma de guarniciones.

Estas válvulas de guarniciones escalonadas son más grandes y gruesas con respecto al tamaño para tubo y capacidad que las de servicio con líquidos por los requisitos de la forma del cuerpo y la configuración de las guar-

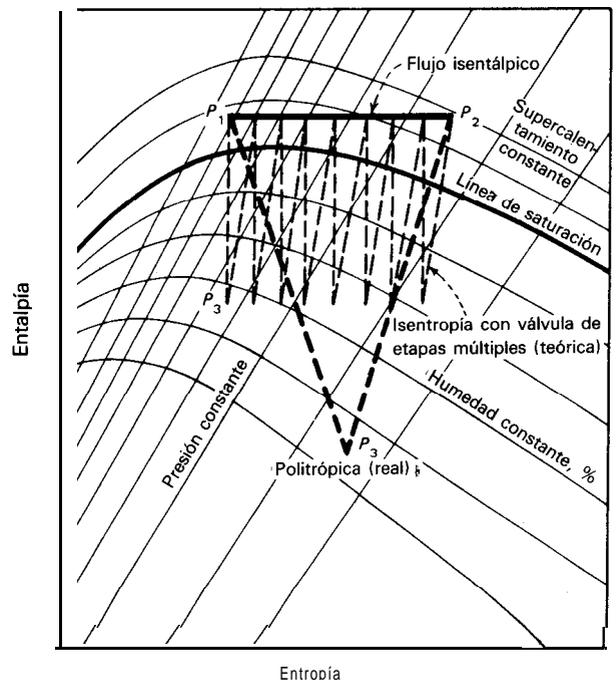


Fig. 7 La estrangulación puede ser politrópica con guarniciones Lanco

niciones. Para que sean eficaces están limitadas a una reducción máxima de presión de 4 a 1; con una relación mayor, hay que agregar restricciones en serie para aplicar suficiente contrapresión y limitar la relación a ese valor de 4 a 1 o menos. La necesidad de restricciones fijas en este caso impone limitaciones en la reducción del flujo, lo que se debe a que las restricciones pierden su eficacia conforme se reduce el flujo y absorben con rapidez la caída disponible de presión según aumenta el flujo.

Esta válvula tiene una carrera muy corta y aunque tiene un sistema de equilibrio hidrostático parcial, hay que accionarla con una palanca multiplicadora para obtener la potencia y sensibilidad necesarias en la ubicación.

El fabricante de la válvula de "bajo dB" también vende un aparato exclusivo llamado "placa de expansión para bajo dB". Es una placa con orificios de restricción especiales de superficie constante, que manejará parte de la caída de presión en el sistema. Se pueden instalar una o más unidades en serie según se necesite (Fig. 8). Estas placas tienen una configuración de trayectoria múltiple con cierto cambio en el sentido de flujo. Aparte de actuar como restricciones producen mucho menor ruido que una restricción equivalente de una sola trayectoria y más grande. El nivel de presión de sonido se puede reducir hasta en 20 dBA. Las placas sólo son eficaces en una gama limitada de flujo. La sugerencia del fabricante es que si $P_1 C_v \leq 5\,000$, se pueden evaluar para servicios con estrangulación. A más de 5 000, sólo se deben emplear en servicios de cierre y paso, como respiraderos o descarga libres de un sistema. Pueden ser una solución a algunos problemas de ruido con estrangulación, ya sea combinadas con válvulas de macho y orificio estándar o para ampliar la capacidad de presión de la válvula de "bajo dB".

Diseño de trayectoria múltiple

El segundo diseño disponible es una válvula convencional con una guarnición especial llamada "Whipper"; se utiliza para servicios con gas 0 vapores y se perfeccionó con experimentos y pruebas empíricas. Esta guarnición funciona con el principio de que se genera menos ruido cuando un caudal dado pasa por cierto número de lugares pequeños en vez de un solo lugar grande. En otras palabras, funciona en forma similar a las placas de expansión de "bajo dB", excepto que la configuración de la trayectoria múltiple es diferente y que permite modulación del flujo. El tamaño y la configuración de las ra-

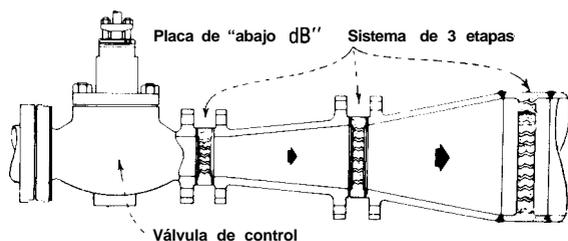


Fig. 8 Las placas de expansión son de orificios múltiples

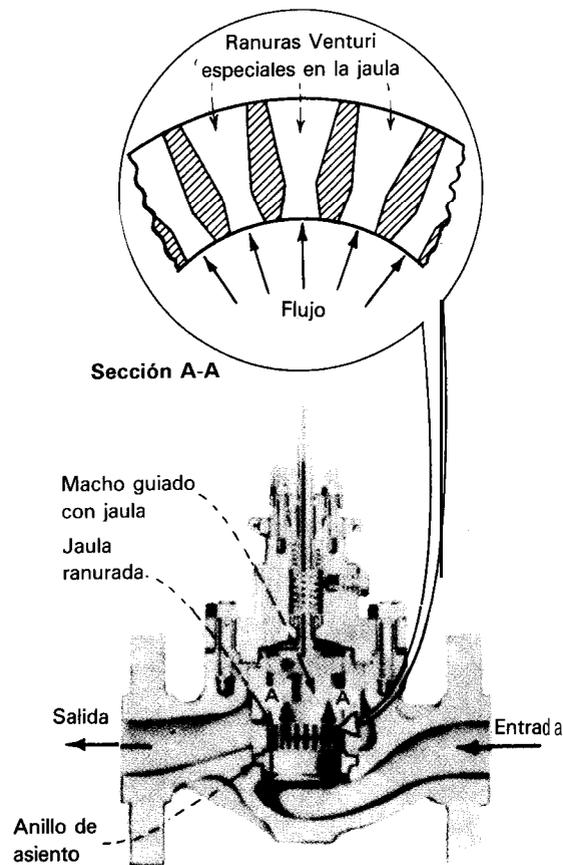


Fig. 9 Las trayectorias múltiples generan menos ruido

nuras para flujo y para el sistema de trayectorias múltiples se determinaron mediante pruebas (Fig. 9). Las guarniciones se instalan en el cuerpo igual que una jaula convencional y la posición del macho descubre la trayectoria en la zona de las ranuras (Fig. 9).

En general, estas válvulas tienen una reducción de capacidad de 30 a 40%, por comparación con una estándar del mismo tamaño. Puede ser necesario emplear cuerpos más grandes para reducir las velocidades de salida a grados aceptables y lograr óptima reducción del sonido. La disminución en el nivel de presión de sonido lograda en condiciones óptimas es un máximo de 20 dBA, aunque la usual es de 10 a 15 dBA, que ocurre con más o menos la misma caída de presión. Es menos eficaz con relaciones de presión más bajas y más altas; por tanto, sólo se debe pensar en estas válvulas para una reducción moderada del ruido y aplicaciones con caída de presión cerca del grado sónico.

Diseño de disco de laberinto

Este tercer diseño es quizá el más exclusivo de todos; un nuevo enfoque del diseño, tecnología y funcionamiento de las válvulas. Se llama válvula de "Guarnición de fricción" y es tal vez la más adaptable de las disponibles en la actualidad para aplicaciones en servicio severo y re-

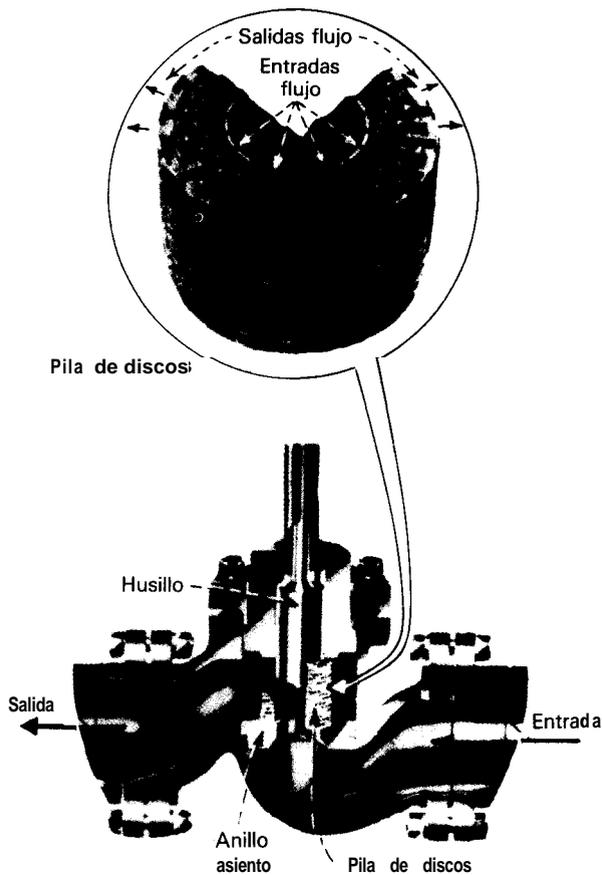


Fig. 10 El diseño de laberinto produce flujo isentálpico

ducción de ruido. Se puede utilizar para líquidos, gases, vapores o una combinación de ellos. Es poco susceptible a la erosión, cavitación, turbulencia, vibración y fugas con la válvula cerrada. No produce ruido y se puede diseñar para cualquier intensidad deseada. Es una válvula de impedancia constante y de auténtica limitación de velocidad con flujo de reducción isentálpico.

La válvula consiste en un pila de discos con un agujero en el centro y con un husillo o macho cilíndrico en el agujero. Los discos se fabrican con cierto número de conductos de entrada y cada uno es un laberinto que, en la práctica, es un tubo corto de fricción que consiste en cierto número de vueltas en serie, en ángulo recto (Fig. 10). El número y la configuración de estas vueltas se calculan a fin de que sean suficientes para disipar la caída total requerida en la válvula, a una velocidad más o menos igual que en la entrada. Cada disco tiene una capacidad específica de flujo por lo cual se forma una pila de discos para dar el volumen deseado.

En general, el tamaño de entrada es más o menos equivalente al tamaño del tubo de entrada. La superficie de descarga en la pila es la necesaria para manejar el flujo, volumen y velocidad deseada en la salida.

La pila de discos se instala en el cuerpo de la válvula en forma similar a la guarnición de jaula (Fig. 10); la ubicación del husillo o del macho con el operador deter-

minan la zona abierta para circulación. Es una válvula con característica inherente lineal. Es fácil de configurar para otros requisitos si se modifican la configuración de la pila y de los discos, con el empleo de un ubicador de excéntrica o ambas cosas.

En servicio con líquidos, las dimensiones de los conductos son las mismas desde la entrada hasta la salida. Para líquidos que vaporizan, flujo en dos fases, de gas y de vapores, se aumenta el tamaño transversal de los conductos después de cada vuelta. Esto permite los cambios en los volúmenes específicos a la vez que maximiza el control completo de la velocidad en forma independiente de las relaciones de presión. Otro aspecto es la capacidad para tener cierre hermético continuo y eliminación de la erosión de los asientos. Se puede obtener un cierre hermético sin burbujas hasta unos 500°F y presión diferencial ultraalta con un asiento de Teflón encapsulado. Hay otros asientos disponibles para temperaturas más altas.

Aunque la válvula con guarniciones escalonadas de bajo dB está limitada a relaciones máximas de presión del orden de 4: 1 para obtener la reducción del ruido, la válvula de guarnición de fricción prácticamente no tiene límites en ese aspecto. Hay algunas en servicios de 400: 1 con niveles de sonido inferiores a 85 dBA a 3 ft de distancia. Además, el concepto del diseño se presta a una configuración eficiente del cuerpo para los componentes internos con cualquier tamaño y capacidad dados del tubo. Ya que la pila de discos es de mayor altura que diámetro, la carrera larga del husillo y la facilidad para configurar los discos pueden permitir reducciones de 100:1 o mayores.

Sin embargo, estas válvulas no son la última palabra. Son muy sensibles a los cuerpos extraños en la tubería, como rebabas de soldadura, escoria, incrustaciones y guijarros. La pila de discos parece ser un buen filtro pues no es muy susceptible a la obstrucción con los sólidos normales de la tubería tales como finos de catalizador, polvos, partículas de pastas fluidas, etc. En general, todo lo que pueda pasar por un conducto, pasará por los discos. En muchos casos el tamaño de los conductos es mayor del que se podría esperar.

Los cuerpos extraños en la tubería pueden hacer que se trabe el husillo que tiene ajuste muy preciso en la pila cuando el sentido de flujo es desde el agujero central hacia la circunferencia del disco. Esta orientación se requiere para líquidos que vaporizan, flujo en dos fases, gases y vapores. Para los líquidos se elimina este problema porque el sentido de flujo es desde la circunferencia hacia el agujero central de los discos; en este caso, la pila actúa como su propio filtro y tolerará una cantidad razonable de desechos, sin mucho efecto en la capacidad o funcionamiento porque hay dos o tres entradas en el conducto de cada disco. En cualquier caso, se recomiendan mallas de tamaño y resistencia adecuados instaladas antes de la válvula. Por supuesto, puede haber situaciones en que se sabe que el sistema está limpio y libre de cuerpos extraños en la tubería.

Estas válvulas se han utilizado en los servicios mencionados y en aplicaciones difíciles como reducciones de presión de urea, diaminas, amoniaco, metano y polietil-

leno. Otras aplicaciones incluyen: reducción para vapor a alta presión; gas caliente de proceso y gas natural, para descargarlos, y servicio ligero como gas natural, vapor de agua y aire a presiones moderadas, con altos volúmenes de flujo.

Es probable que, en este momento, ningún otro diseño pueda funcionar en situaciones de alta velocidad con el mismo grado de inmunidad al ruido y vibraciones internas destructoras. Por ejemplo, en un servicio de reducción de presión de líquidos, una válvula de cuerpo en ángulo, de macho y orificio con guarniciones de carburo de tungsteno puede tener una duración útil de 250 h. Se sabe de una válvula de guarnición de fricción que ha trabajado en el mismo servicio más de 6 000 horas sin problemas.

Conclusión

Hay diversos diseños especiales de válvulas de control y aparatos para aplicaciones en servicio severo y con problemas de ruido. Cada uno tiene su área de utilidad y sus limitaciones. La selección dependerá de cierto número de factores como tipo de fluido, condiciones de presión estática y caída de presión, temperatura, corrosión y beneficios relativos según el costo. Como estas válvulas y aparatos son de diseño especial requieren más evaluación de ingeniería de la aplicación, los componentes mecánicos y la metalurgia que en el caso de las válvulas de control convencionales se utilizan en muchos procesos.

Créditos de las ilustraciones

Las ilustraciones para este artículo las suministraron las siguientes empresas: figura 10. Control Components, Inc., Los Alamitos, CA 90720. Figura 9. Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50158. Figuras 1, 4, 6, 8, Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062. Figura 5, Yarway Corp., Blue Bell, PA 19422.

Referencias

1. Bulletin No. 340E, Masoneilan International, Inc., Norwood, MA 02062.
2. Bulletin TM-24. Fisher Controls Co., Marshalltown, IA 50518.

El autor



J.B. Arant es especialista senior en instrumentos, Design Div., Engineering Dept. de E.I. du Pont de Nemours & Co., Wilmington, DE 19898. Está encargado del diseño de instrumentos para proyectos de plantas y trabaja en problemas especiales con las válvulas de control. Ingresó a du Pont en Sabine River Works en Orange, Tex., como ingeniero de división en el departamento de instrumentos. Tiene título de ingeniero químico de la University of Texas y es ingeniero profesional registrado en Texas.

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapores

Con el empleo de este programa HP-67/97 y las tablas de los fabricantes de válvulas es bastante fácil encontrar una válvula de control con el coeficiente de flujo correcto para el proceso.

Jon F. Monsen, Jamesbury Corp.

Una válvula de control del tamaño correcto logra un control muy eficiente a un costo razonable. Una válvula muy pequeña no dejará pasar el volumen requerido. Si es muy grande, costará más que una pequeña del tamaño adecuado y quizá no controlará igual de bien, porque no se utilizará toda su gama de control.

Dimensionamiento de la válvula de control

El procedimiento para el dimensionamiento de la válvula de control es:

1. Calcúlese el coeficiente C_v requerido con los datos del proceso y los del fabricante.
2. Consúltense las tablas de C_v del fabricante contra el tamaño de la válvula; selecciónese la válvula con C_v mayor o igual al requerido.
3. Si la válvula seleccionada es más pequeña que la tubería en que se instalará, se reducirá el C_v efectivo de la válvula por los efectos de los reductores necesarios para el tubo. Compruébese si esta reducción en la capacidad de la válvula requiere seleccionar una más grande. Si es necesario, selecciónese una válvula con C_v , más alto.

El cálculo del coeficiente para el dimensionamiento de estas válvulas para servicio con gas o vapores puede ser complicado, en especial cuando se tienen en cuenta los efectos del flujo estrangulado y de los reductores. Una calculadora programable puede simplificar mucho el trabajo.

Lo que puede hacer el programa

En el programa (Tabla 1) se utilizan las ecuaciones de Instrument Soc. of America (ISA)' para gas y vapores a fin de calcular C_v . El programa verifica la posibilidad de flujo estrangulado y hace el ajuste, si es necesario. El usuario tiene la opción de incluir o pasar por alto el factor (F_k) de relación de calores específicos y el factor (Z) de compresibilidad en el cálculo. (Muchos diseñadores prefieren suponer que estos factores son iguales a 1, sobre todo en las primeras etapas.) Además, como opción, se puede corregir el C_v calculado por los efectos de los reductores. Estas opciones se pueden incluir u omitir en cualquier combinación para que el usuario pueda resolver un problema con la mayor rapidez posible. El programa aceptará cualquier grupo congruente de unidades de ingeniería.

En la tabla II aparecen el algoritmo y ecuaciones utilizados en el programa y en el diagrama aparece la lógica.

Cómo utilizar el programa

Se teclaea el programa como se indica en la tabla 1 y se registra en una tarjeta magnética. Se almacenan las constantes de la tabla III en los registros especificados y se registran en una tarjeta separada (un grupo por lado). Las constantes dadas son para las unidades en sistemas inglés y en el SI de uso más frecuente; el usuario puede establecer constantes para cualquier otro grupo de unidades. El programa está listo para correrlo y se almacena en tarjetas para su fácil acceso en lo futuro. En la tabla

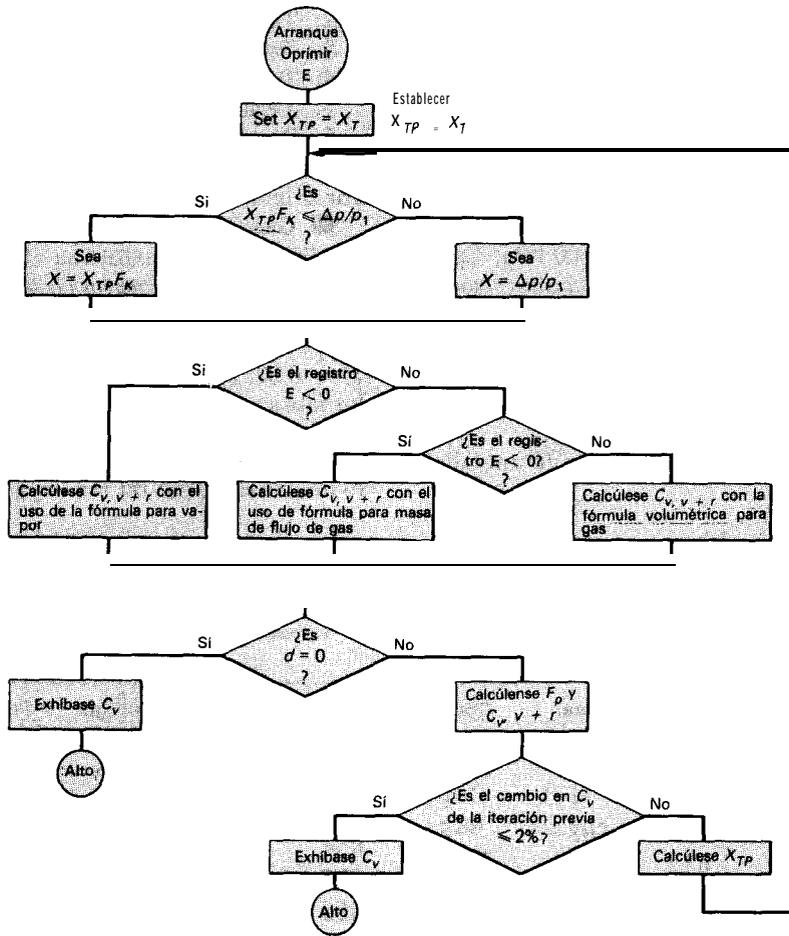


Fig. 1 Diagrama de lógica para el programa de dimensionamiento de válvulas de control para gas y vapor con la calculadora HP-67/97

IV aparecen las instrucciones para el usuario del programa.

Para el caso más sencillo, cuando se considera el flujo de gas, dése entrada al gasto (q o w), a la caída de presión en la válvula (Δp), la densidad relativa del gas (G_g), la temperatura del gas (T), la presión corriente arriba de la válvula (P_1) y el factor (X_T ; tabla V) para la relación de caída nominal de presión para el tipo de válvula en cuestión. Luego, resuélvase C_v . Para considerar el flujo de vapores, el procedimiento es el mismo excepto que se da entrada al volumen específico de vapores (V_1) en lugar de la densidad relativa y la temperatura.

Cuando se desea máxima exactitud, dése entrada al factor (F_k) de la relación de calores específicos y (para problemas con gas no aplicables a vapores) al factor (Z) de compresibilidad.

Para incluir los efectos de los reductores, dése entrada a datos adicionales: tamaño nominal de la válvula (d) y el diámetro interior (D) del tubo de entrada y de salida. Si no se conoce todavía el diámetro de la válvula, entonces:

1. Calcúlese C_v y selecciónese la válvula, sin tener en cuenta el efecto de los reductores.
2. Utilícese el tamaño de válvula del inciso 1 para calcular C_v (en la Tabla VI aparecen valores típicos).

3. Verifíquese que la válvula seleccionada satisface los requisitos del nuevo C_v .

Nota: La entrada de datos para cualquiera de las opciones recurre automáticamente a esa opción. Si no se da entrada a los datos, el programa no tiene en cuenta esa opción. Cuando se pase a un nuevo problema es necesario volver a cargar la tarjeta de datos, aunque se vuelvan a utilizar las mismas unidades, pues con este paso se borran todos los datos (incluso los datos que recurren a opciones) en los registros de almacenamiento.

Ejemplos

■ **Gas.** Determínese el tamaño de una válvula de globo para control de una corriente de gas, dados los siguientes datos del proceso: $q = 200\ 000$ scfh; $\Delta p = 20$ psi; $G_g = 1.1$; $T = 80^\circ\text{F}$; $p_1 = 100$ psia.

En las publicaciones de los fabricantes $X_T = 0.67$ para una válvula de globo de asiento sencillo. No se tengan en cuenta los reductores, el factor de relación de calores específicos ni el factor de compresibilidad.

1. Cárquese el programa.
2. Cárquese el lado de la tarjeta de datos en medidas inglesas con el flujo volumétrico del gas.
3. Tecléese $q, \Delta p$: $200\ 000 \uparrow 20\ A$

- 4. Tecléese $G_v T$: 1.1 ↑ 80 fa
- 5. Tecléese p_1 : 100 B
- 6. Tecléese X_7 : 0.67 fb
- 7. Resuélvase C_v : E = 89.00

Por tanto, selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 89.00.

■ **Vapor.** Determinéese el tamaño de una válvula de globo para control de vapor, dados los siguientes datos del proceso: $w = 10\ 000$ kg/h; $\Delta p = 100$ kPa; $V_1 = 0.194$ m³/kg; $p_1 = 1\ 000$ kPa abs. En las publicaciones de los fabricantes' y en la tabla V se indica que $X_7 = 0.067$ para una válvula de globo de asiento sencillo. No se tengan en cuenta los reductores ni el factor de relación de calores específicos. La solución, en el supuesto de que el programa todavía esté cargado es:

- 1. Cárguese el lado de la tarjeta de datos en unidades del SI para vapor.

- 2. Tecléese w , 10 000 ↑ 100 A
- 3. Tecléese V_1 : 0.194 fa
- 4. Tecléese p_1 : 1 000 B
- 5. Tecléese X_7 : 0.67 fb
- 6. Resuélvase C_v : E = 169.79

Por tanto, selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 169.79.

■ **Gas (con el empleo de todas las opciones).** Determinéese el tamaño de una válvula de mariposa de alto rendimiento para control en servicio con amoníaco, dados los siguientes datos del proceso: $w = 110\ 000$ lb/h; $\Delta p = 20$ psi; $G_g = 0.59$; $\tau = 80^\circ\text{F}$; $p_1 = 100$ psia; $F_i = 0.92$; $Z = 0.94$; $D = 10$ in. En las publicaciones de los fabricantes' y en la tabla V se indica que $X_7 = 0.54$ para una válvula de mariposa de alto rendimiento, abierta al 60 % (El supuesto de 60 % de apertura es un buen punto de partida, pero tal vez haya que modificarlo cuando

Tabla | Listado de programa para el dimensionamiento de válvulas de control para gas o vapor, con opción para colocar reductores

Paso	Teclar	Código	Paso	Teclar	Código	Paso	Teclar	Código	Paso	Teclar	Código
Almacenar datos			030	P?S	16-51	Calcular $C_v, v + \tau$ con fórmula para gas			082	GSB4	23 04
001	*LBLA	21 11	031	1	01	054	CF0	16 22 00	083	RCL0	36 00
002	ST01	35 01	032	CHS	-22	055	X?0?	16-44	084	x	-35
003	R/	-31	033	ST04	35 04	056	SF0	16 21 00	085	RCLA	36 11
004	ST00	35 00	034	P?S	16-51	057	GSB4	23 04	086	=	-24
005	R/S	51	035	RCL5	36 05	058	RCL0	36 00	087	RCL4	36 04
006	*LBLa	21 16 11	036	ST01	35 46	059	x	-35	088	P?S	16-51
007	ST04	35 04	Sea $x =$ el menor de $\Delta p/p_1$ o de $F_k X_{TP}$			060	RCLA	36 11	089	RCL0	36 00
008	R/	-31				061	=	-24	090	P?S	16-51
009	ST03	35 03	037	*LBL0	21 00	062	RCL2	36 02	091	=	-24
010	R/S	51	038	RCL1	36 01	063	=	-24	092	RCL2	36 02
011	*LBLB	21 12	039	RCL2	36 02	064	RCL4	36 04	093	=	-24
012	ST02	35 02	040	=	-24	065	RCL6	36 12	094	JX	54
013	R/S	51	041	P?S	16-51	066	+	-55	095	x	-35
014	*LBLb	21 16 12	042	ST00	35 00	067	RCL9	36 09	096	P?S	16-51
015	ST05	35 05	843	P?S	16-51	068	x	-35	097	ST01	35 01
016	R/S	51	844	RCL8	36 08	069	RCL3	36 03	098	P?S	16-51
017	*LBLE	21 13	845	RCL1	36 46	070	F0?	16 23 00	Si $d = 0$, omitir cálculo del reductor		
018	ST06	35 06	046	x	-35	071	1/X	52			
019	R/S	51	847	P?S	16-51	072	x	-35	099	*LBL5	21 05
020	*LBLc	21 16 13	848	X?Y?	16-35	073	P?S	16-51	100	RCL6	36 06
021	ST07	35 07	049	ST00	35 00	074	RCL0	36 00	101	X=0?	16-43
022	R/S	51	050	P?S	16-51	075	=	-24	102	GT01	22 01
023	*LBLD	21 14	si $= -1$, usar fórmula para vapor			076	JX	54	Calcular F_p		
024	ST08	35 08				077	x	-35			
025	R/S	51	051	RCL5	36 15	078	ST01	35 01	103	1	01
026	*LBLd	21 16 14	052	X?0?	16-45	079	P?S	16-51	104	RCL6	36 06
027	ST09	35 09	053	GT03	22 03	Calcular $C_v, v + \tau$ con fórmula para vapor			105	RCL7	36 07
028	R/S	51	Inicializar			080	GT05	22 05	106	=	-24
029	*LBLE	21 15									

Tabla II Se utiliza este algoritmo en el programa para poder elegir entre diversas unidades inglesas y en el SI

Operación	Ecuaciones
1. Calcúlese la relación de caída de presión, X	Si $F_k X_{TP} \leq \Delta p / \rho_1$, entonces $X = F_k X_{TP}$ Si $F_k X_{TP} > \Delta p / \rho_1$, entonces $X = \Delta p / \rho_1$ Si no se utiliza la opción de reductor o para la primera iteración cuando se usa la opción del reductor, sea $X_{TP} = X_T$
2. Calcúlese el factor de expansión, Y	$Y = 1 - \frac{X}{3F_k X_{TP}}$
3. Calcúlese $C_{v,v+r}$	Gas (unidades de flujo volumétrico) $C_{v,v+r} = \frac{q}{K_A \rho_1 Y} \sqrt{\frac{G_g (T + K_B) Z}{X}}$ Gas (unidades de flujo de masa) $C_{v,v+r} = \frac{w}{K_A \rho_1 Y} \sqrt{\frac{(T + K_B) Z}{X G_g}}$ Vapor (unidades de flujo de masa) $C_{v,v+r} = \frac{w}{K_A Y} \sqrt{\frac{V_1}{X P_1}}$
4. Si no se utiliza la opción de reductor ($d = 0$) sea $C_{v,v/v} = C_{v,v+r}$ y exhibir $C_{v,v/v}$	Detenerse aquí salvo que se utilice la opción de reductor
5. Si se utiliza la opción de reductor ($d \neq 0$) calcúlese F_p	$F_p = \sqrt{1 - \frac{1.5[1 - (d/D)^2]^2 \left(\frac{C_{v,v+r}}{d^2}\right)^2}{K_C}}$
6. Calcúlese $C_{v,v/v}$	$C_{v,v/v} = \frac{C_{v,v+r}}{F_p}$
7. Calcúlese $X_{TP} X_{TP} = \frac{X_T}{F_p^2} \left[1 + \frac{X_T \{0.5[1 - (d/D)^2]^2 + 1 - d^4/D^4\} \left(\frac{C_{v,v/v}}{d^2}\right)^2 \right]^{-1}$	
8. Repítanse pasos 1 a 7 con el uso de X_{TP} en los pasos 1 y 2 hasta que en cambio en $C_{v,v/v}$ de una iteración a la siguiente sea menor de 2%	
9. Exhibase $C_{v,v/v}$	Pare aquí

Tabla III Estas unidades y constantes en sistema inglés y en el SI se puede almacenar en las tarjetas de datos para fácil acceso

Variable	Unidades Inglesas			Unidades en el SI		
	Gas, volumétrica	Flujo de masa: gas	Vapor Gas,	Gas, volumétrica	Flujo de masa: gas	Vapor
q or w	scfh	lb/h	lb/h	m ³ /h	kg/h	kg/h
Δp	psi	psi	psi	kPa	kPa	kPa
T	°F	°F	N/A	°C	°C	N/A
V_1	N/A	N/A	ft ³ /lb	N/A	N/A	m ³ /kg
ρ_1	psia	psia	psia	kPa abs.	kPa abs.	kPa abs.
d	in	in	in	mm	mm	mm
D	in	in	in	mm	mm	mm
Ubicación (constante)						
STO A (K_A)	1,360	103.9	63.3	4.17	5.12	2.73
STO B (K_B)	460	460	0	273	273	0
STO C (K_C)	890	890	890	0.00214	0.00214	0.00214
STO 0 (K_D)	1000	1000	1000	0.0024	0.0024	0.0024
STO E	0	1	-1	0	1	-1
STO 8 (F_K)	1	1	1	1	1	1
STO 9 (Z)	1	1	0	1	1	0

Todos los otros registros se borran

Notación

$C_{v,v/v}$	Coefficiente requerido para determinar el tamaño de la válvula de control	K_A, K_B, K_C, K_D	Constantes almacenadas en la tarjeta de datos (Tabla III)
$C_{v,v+v}$	Coefficiente efectivo requerido para determinar el tamaño de la válvula de control más el reductor	P_1	Presión estática absoluta corriente arriba de la válvula (o entrada al reductor, si se utiliza)
c_p	Calor específico del fluido circulante a presión constante	Δp	Caída de presión en la válvula (o válvula y reductor si se utiliza éste)
c_t	Calor específico del fluido circulante a volumen constante	4	Relación de volumen del flujo
d	Tamaño nominal de la válvula	T	Temperatura
D	Diámetro interior del tubo	$2V_1$	Volumen específico de vapor corriente arriba de la válvula
F_k	Factor de relación de calores específicos del fluido circulante, $F_k = k/1.40$	w	Relación de masa del flujo
F_p	Factor de corrección para reductores de tubo	X	Relación de caída de presión
G_g	Densidad relativa del gas con respecto al aire, con ambos a temperatura y presión estándar	X_T	Factor nominal de relación de caída de presión en la válvula
k	Relaciones de calores específicos, $k = c_p/c_v$	X_{TP}	Valor de X_T para conjunto de válvula y reductor
		Y	Factor de expansión
		Z	Factor de compresibilidad del medio circulante

Tabla IV Instrucciones para el usuario con opciones para factores de relaciones de calores específicos y compresibilidad

Paso	Instrucción	Opción con reductor	Datos opcionales	Tamaño de válvula gas-vapor	Datos o unidades de entrada	Datos o unidades de salida
	$G_g \uparrow T$ (gas)					
	V_v (vapor)	X_T				
	Flujo $\uparrow \Delta p$	ρ_1	Z (gas)			
		D	F_k			$\rightarrow C_v$
			Datos o unidades de entrada			Datos o unidades de salida
1	Cargar lados 1 y 2 de tarjeta de programa					
2	Cargar un lado de tarjeta de datos					
3	Entrada de datos					
	Volumen de flujo		q o w	\uparrow		
	Carga de presión		Δp	A		
	(para gas) Densidad específica		G_g	\uparrow		
	(para gas) Temperatura		T	fa		
	o bien					
	(para vapor) Volumen específico		V_1	fa		
	Presión absoluta corriente arriba		P_1	B		
	Factor de caída nominal de presión en la válvula		X_T	fb		
	Datos opcionales (mejorar exactitud)					
	Factor de relación de calores específicos		F_k	D		
	Factor de compresibilidad aplicable para gas, pero no para vapor)		Z	fd		
	Opción con reductor		d	C		
	Tamaño nominal de válvula		D	fc		
	Diámetro interior del tubo			E		C_v
4	Resuélvase para el C_v requerido					
5	Para modificar o agregar datos, vuélvase al paso 3					
6	Para un caso nuevo, vuélvase al paso 2 (esto también borra los registros de datos precedentes)					

* X_T se obtiene con las publicaciones de los fabricantes. Los valores típicos se presentan en la tabla V. Para los fabricantes que utilizan los términos C_p , F_L y C :

$$X_T = 0.84 \quad C_p^2 = 0.84 \quad F_L^2 = C_1^2 / 1.600$$

Tabla V Valores típicos del factor X_T de relación de caída nominal de presión dados por los fabricantes²

Tipo de válvula	X_T
Globo, asiento sencillo, guarnición de jaula	0.67
Globo, asiento sencillo, guarnición configurada	0.67
Mariposa alto rendimiento, 100% apertura	0.37
Mariposa alto rendimiento, 80% apertura	0.40
Mariposa alto rendimiento, 60% apertura	0.64
Mariposa alto rendimiento, 40% apertura	0.65
Bola, 100% apertura	0.16
Bola, 80% apertura	0.38
Bola, 60% apertura	0.56
Bola, 40% apertura	0.66

Tabla VI Tabla de tamaño según C_v para válvulas de bola para control

Tamaño válvula, in	Tamaño tubo, in	Rotación de la bola, %				
		20	40	60	80	100
1	1	0.9	3.4	9.5	21	45
	2	0.9	3.4	9.1	18	26
2	2	3.1	12	35	78	165
	4	3.1	12	34	67	102
6	6	15	57	160	360	765
	12	15	57	160	344	640
10	10	74	295	820	1,830	3900
	20	74	295	795	1,595	2495
14	14	95	380	1070	2,400	5,100
	24	95	380	1,060	2,280	4170
18	18	210	825	2,310	5,170	11,000
	24	210	825	2290	4,970	9,390

El autor



Jon F. Monsen es gerente regional de válvulas de control de Jamesbury Corp., 1317 5th. St., Santa Monica, CA 90401. Suministra ayuda a clientes para determinación de tamaño, selección y aplicación de válvulas de control. Fue ingeniero de ventas de The Foxboro Co., y líder del grupo de ingeniería que supervisó las especificaciones de válvulas de control para una central nuclear de Bechtel Power Corp. Obtuvo su título de ingeniero en California State University en Los Angeles. Es ingeniero registrado para sistemas de control y electricista en California.

Referencias

1. "Standard Control Valve Sizing Equations," ANSI/ISA-275.01, Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1978.
2. "Engineering Handbook for Jamesbury Control Valves," Bulletin T150-1, Jamesbury Corp., 1983.

Programa para el dimensionamiento de válvulas de control para líquidos

Este programa HP-67/97 es para calcular el coeficiente de dimensionamiento para válvulas de control en servicio con líquidos hasta en casos que incluyen reductores, flujo estrangulado y flujo laminar o de transición.

Jon F. Monsen, Jamesbury Corp.

Una válvula de control del tamaño correcto logra un control muy eficiente a un costo razonable. Una válvula muy pequeña no dejará pasar el volumen requerido. Si es muy grande, costará más que una pequeña del tamaño adecuado y quizá no controlará igual de bien, porque no se utilizará toda su gama de control.

El procedimiento para el dimensionamiento de la válvula de control es:

1. Calcúlese el coeficiente (C_v) requerido con los datos del proceso y los del fabricante.
2. Consúltense las tablas de C_v del fabricante versus el tamaño de la válvula; selecciónese la válvula con C_v mayor o igual al requerido.
3. Compruébese si los reductores necesarios para instalar la válvula no modificarán la selección de ella. Selecciónese otra válvula con un C_v mayor si es necesario.
4. Compruébese que el flujo en la válvula no está estrangulado.

Evítese, si es posible, el flujo estrangulado.

Cuando el flujo de líquido es turbulento y cuando no se tienen en cuenta los efectos del flujo estrangulado y de los reductores, la expresión para C_v se reduce a:

$$C_v = \frac{q}{K_D} \sqrt{\frac{G_f}{\Delta P_{\text{tamaño}}}}$$

Esta expresión es tan sencilla que su solución no requiere una calculadora programable, pero en la mayor parte de las instalaciones se necesitan reductores y muchas situaciones requieren que el diseñador determine si habrán

Notación

C_c	Coficiente para determinar tamaño de válvula
C_v (laminar)	Coficiente para determinar tamaño de válvula con flujo totalmente laminar
C_v (turbulento)	Coficiente para determinar tamaño de válvula con flujo totalmente turbulento
d	Tamaño nominal de válvula
D	Diámetro interior de tubería
F_d	Modificador de estilo de válvula
F_L	Factor de recuperación nominal de presión de líquido (Tabla V)
F_R	Factor de número de Reynolds
F_v	Factor de flujo laminar
G_f	Densidad relativa a temperatura de flujo
K_C, K_D, K_E	Constantes almacenadas en la tarjeta de datos (Tabla II)
P_1	Presión estática absoluta corriente arriba del reductor de entrada
$P_{1 \text{ vlv}}$	Presión estática absoluta en entrada de válvula
P_c	Presión termodinámica crítica del fluido
P_e	Presión absoluta de vapor del fluido en la entrada
ΔP	Caída de presión utilizada en las ecuaciones para determinar el tamaño
$\Delta P_{\text{reductor entrada}}$	Caída de presión debida al reductor de entrada
$\Delta P_{\text{reductores}}$	Caída combinada de presión debida a reductores de entrada y salida
$\Delta P_{\text{tamaño}}$	Caída de presión en la combinación de válvula y reductor para determinar tamaño
ΔP_T	Caída de presión terminal o máxima en la combinación de válvula y reductor que permite flujo sin estrangular
$\Delta P_{T \text{ vlv}}$	Caída de presión terminal o máxima en la válvula que permite flujo sin estrangular
ΔP_{vlv}	Caída de presión en la válvula
q	Relación de volumen del flujo
	Viscosidad, centipoises

Tabla | Este algoritmo se utiliza en el programa

Paso	Ecuaciones y lógica	
1. Calcular $P_{v/v}$	$P_{1,v/v} = P_1 - \Delta P_{\text{reductor entrada}}$ $\Delta P_{\text{reductor entrada}} = \left[0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 + 1 - \frac{d^4}{D^4} \right] \frac{q^2 G_f}{K_B d^4}$ <p>($P_1 \neq 0$ cuando se incluye opción de flujo estrangulado) ($\Delta P_{\text{reductor entrada}} \neq 0$ cuando se incluye opción de reductor)</p>	5. Calcular $C_v =$
2. Calcular $\Delta P_{v/v}$	$\Delta P_{v/v} = \Delta P_{\text{tamaño}} - \Delta P_{\text{reductores}}$ $\Delta P_{\text{reductores}} = \left[1.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2 \right] \frac{q^2 G_f}{K_B d^4}$ <p>($\Delta P_{\text{reductores}} \neq 0$ cuando se incluye opción de reductor)</p>	$F_s = \left[\frac{F_s^2}{F_L} \right]^{1/3}$ <p>Si $\mu \neq 0$ (opción de flujo laminar)</p> $C_{v(\text{laminar})} = \frac{1}{F_s} \left[\frac{q \mu}{K_c \Delta P} \right]^{2/3}$ $F_R = 0.64 + 0.17 \ln \frac{C_{v(\text{turbulento})}}{C_{v(\text{laminar})}}$ <p>Si $F_R < 0.54$, entonces $C_v = C_{v(\text{laminar})}$</p> <p>Si $0.54 \leq F_R < 1$, entonces $C_v = \frac{C_{v(\text{turbulento})}}{F_R}$</p> <p>Si $F_R \geq 1$, entonces $C_v = C_{v(\text{turbulento})}$</p>
3. Calcular AP Si $P_1 = 0$ (opción de flujo estrangulado)	$\Delta P_{T,v/v} = F_L^2 \left[P_{1,v/v} - P_v \left(0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \right) \right]$ <p>Si $\Delta P_{v/v} > \Delta P_{T,v/v}$, entonces AP = $\Delta P_{T,v/v}$ Si $\Delta P_{v/v} \leq \Delta P_{T,v/v}$, entonces AP = $\Delta P_{v/v}$</p> <p>si $P_1 = 0$ AP = $\Delta P_{v/v}$</p>	6. Exhibir C_v
4. Calcular C_v (turbulento)	$C_v (\text{turbulento}) = \frac{q}{K_D J} \Delta P^{-5}$	7. Verificar si hay flujo estrangulado Si $P_1 = 0$ Exhibir ERROR Si $P_1 \neq 0$ (opción de flujo estrangulado)
		8. Exhibir ΔP_T
		Fin

Principios clave

Caída de presión para determinar el tamaño. La caída de presión ($\Delta P_{\text{tamaño}}$) para determinar el tamaño de la válvula de control no debe ser un número arbitrario. En el funcionamiento, el equipo automático para control ajustará la apertura de la válvula hasta lograr el *volumen* deseado de flujo. La caída de presión utilizada para determinar el tamaño debe ser la caída real en la válvula con el volumen para determinar el tamaño.

En la figura 1 se ilustra la forma de calcular $\Delta P_{\text{tamaño}}$. Comiencese con la caída de presión del sistema. Se resta de la caída de presión con el volumen para determinar el tamaño de todos los tubos, accesorios y equipo en el sistema. El *residuo* es la caída real de presión en la válvula con el volumen para determinar el tamaño; este residuo es $\Delta P_{\text{tamaño}}$.

Flujo estrangulado. Cuando el líquido pasa por el punto de máxima restricción en la válvula de control, la velocidad llega a un máximo y la presión cae a un mínimo. Si la presión cae por abajo de la presión de vapor del líquido, se forman burbujas dentro de la válvula. Si se aumenta la caída de presión en la válvula más allá del punto en que se forman burbujas,

no tiene ningún efecto en el flujo; entonces, se dice que hay flujo estrangulado. La caída de presión con la cual empieza el flujo estrangulado se llama caída terminal de presión (ΔP_T). Cuando la caída real de presión en la válvula es mayor de ΔP_T , ésta se utiliza en los cálculos para el tamaño.

Vaporización y cavitación. El flujo estrangulado produce vaporización o cavitación. Si la presión corriente abajo de la válvula es menor que la presión de vapor del líquido persistirán las burbujas en él; esto es la vaporización. Debido a que la velocidad de la corriente de vapores y líquido es mucho mayor que la velocidad de entrada del líquido, la corriente con vaporización erosiona a menudo los componentes internos de la válvula o el tubo de corriente abajo. Si con flujo estrangulado la presión corriente abajo es mayor que la presión de vapor del líquido, se aplastarán las burbujas cuando salen del punto de máxima restricción en la válvula; esto es la cavitación. Las ondas de choque y el ruido ocasionados por el aplastamiento de las burbujas producen daños severos muy pronto en la válvula o la tubería.

Tabla II Listado de programa para calculadora HP-67197

Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código	
Almacenar datos												Calcular C_v (laminar)			
001	*LBLA	21 11	036	RCL6	36 06	072	RCL7	36 07	106	2	02	137	RCL0	36 00	
002	STO2	35 02	037	+	-24	073	RCL6	36 06	107	0	00	138	x	-35	
003	R4	-31	038	X²	53	074	+	-24	108	x	-35	139	RCLC	36 10	
004	STO0	35 00	039	-	-45	075	X²	53	109	-	-45	140	÷	-24	
005	R/S	51	040	X²	53	076	-	-45	110	RCL5	36 05	141	P2S	16-51	
006	*LBLB	21 16 11	041	2	02	077	X²	53	111	x	-35	142	RCL4	36 04	
007	STO1	35 01	042	+	-24	078	1	01	112	-	-45	143	P2S	16-51	
008	R/S	51	043	1	01	079	.	-62	113	RCL6	36 06	144	+	-24	
009	*LBLB	21 16 12	044	+	-55	080	5	05	114	X²	53	145	X²	53	
010	STO3	35 03	045	RCL7	36 07	081	x	-35	115	x	-35	146	3	03	
011	R/S	51	046	RCL6	36 06	082	x	-35	116	P2S	16-51	147	1/X	52	
012	*LBLB	21 16 13	047	+	-24	083	F2S	16-51	117	STO6	35 06	148	Y*	31	
013	STO8	35 08	048	X²	53	084	STO5	35 05	ΔP = el menor de			149	RCL5	36 05	
014	R4	-31	049	X²	53	085	P2S	16-51	ΔP _{viv} y ΔP _{T viv}			150	X²	53	
015	STO5	35 05	050	-	-45	086	CHS	-22	118	RCL2	36 02	151	RCL8	36 08	
016	R4	-31	051	RCL0	36 00	087	RCL2	36 02	119	N4Y?	16-35	152	+	-24	
017	STO4	35 04	052	X²	53	088	+	-55	120	GT03	22 03	153	3	03	
018	R/S	51	053	RCL1	36 01	089	F2S	16-51	121	RCL6	36 06	154	1/X	52	
019	*LBLC	21 16 13	054	x	-35	090	STO2	35 02	122	*LBL3	21 03	155	Y*	31	
020	STO7	35 07	055	RCL5	36 05	091	P2S	16-51	123	STO4	35 04	156	+	-24	
021	R/S	51	056	+	-24	Si P ₁ = 0, omitir opción de flujo estrangulado			Calcular C _v (turbulento)			Calcular F _R			
022	*LBLC	21 16 13	057	RCL7	36 07	092	RCL3	36 03	124	1/X	52	157	÷	-24	
023	STO6	35 06	058	X²	53	093	X=0?	16-43	125	P2S	16-51	158	ENT↑	-21	
024	R/S	51	059	X²	53	094	GT02	22 02	126	RCL1	36 01	159	LN	30	
025	*LBLD	21 16 14	060	+	-34	Calcular ΔP _{viv}			127	x	-35	160	.	-62	
026	STO8	35 08	061	ENT↑	-21	095	P2S	16-51	128	Y*	54	161	1	01	
027	R/S	51	062	R4	-31	096	RCL3	36 03	129	RCL0	36 00	162	7	07	
028	*LBLD	21 16 14	063	x	-35	097	P2S	16-51	130	x	-35	163	x	-35	
029	STO4	35 04	064	CHS	-22	098	.	-62	131	RCLD	36 14	164	.	-62	
030	R4	-31	065	RCL3	36 03	099	.	03	132	+	-24	165	6	06	
031	STO9	35 09	066	+	-55	100	6	06	133	STO8	35 12	166	4	04	
032	R/S	51	067	F2S	16-51	101	RCL5	36 05	Si μ = 0, omitir opción de flujo laminar			167	+	-55	
Calcular P _{1 viv}			068	STO3	35 03	102	RCL4	36 04	134	RCLA	36 11	168	.	-52	
033	*LBLB	21 16 15	069	P2S	16-51	103	+	-24	135	X=0?	16-43	Calcular C _v			
034	1	01	070	R1	16-31	104	Y*	54	136	GT08	22 08	169	5	05	
035	RCL7	36 07	071	1	01	105	.	-62				170	4	04	

vaporización o cavitación en la válvula. Cuando se tienen en cuenta estos factores, los cálculos se pueden complicar; entonces, un programa para calculadora simplificará mucho la labor.

Qué puede hacer el programa

En el caso más sencillo, se utiliza la ecuación anterior en el programa para calcular C_v . Pero el usuario tiene la opción de verificar y hacer correcciones para reductores, flujo estrangulado y flujo laminar o de transición. Estas opciones se pueden incluir u omitir en cualquier combinación, a fin de que el usuario pueda resolver el problema con la mayor rapidez posible.

En la tabla 1 aparecen los algoritmos y ecuaciones utilizados en el programa. Aunque las ecuaciones están basadas en las Normas ISA¹ resuelven C_v directamente en lugar de hacerlo con una técnica iterativa; se ahorra tiempo y el resultado es el mismo. Las aproximaciones para flujo laminar y de transición están basadas en las referencias 1 y 2.

Cómo usar el programa

Cárguese el programa listado en la tabla II y regístrese en una tarjeta magnética. Almacénense las constantes listadas en la tabla III en los registros especificados y regístrense en una tarjeta separada (un grupo por lado). Las constantes dadas son para las unidades en medidas inglesas y en el SI de uso más frecuente; el usuario puede crear constantes para cualquier otro grupo de unidades. El programa ya está listo para correrlo y está almacenado en tarjetas para fácil acceso en el futuro. En la tabla IV se presentan las instrucciones para el usuario del programa.

Para el caso más sencillo, dése entrada al flujo volumétrico (q) la caída de presión para determinar el tamaño ($\Delta P_{\text{tamaño}}$) y la densidad relativa del líquido (G), a la temperatura de entrada. Esto resolverá C_v .

Cuando no se sabe que el flujo sea turbulento (como se requiere en el caso más sencillo), dése entrada a datos adicionales para incluir los efectos del flujo laminar o de

Tabla II (Continuación)

Paso	Teclear	Código	Paso	Teclear	Código
171	X&Y?	16-34	202	GT05	22 05
172	GT07	22 07	203	RCL3	35 03
173	CLX	-51	204	RCL2	36 02
174	1	01	205	-	-45
175	X&Y?	16-35	206	RCL5	36 05
176	GT08	22 06	207	X&Y?	16-35
177	R↓	-31	208	GT06	22 06
178	1/X	52	304		01
179	RCLB	36 12	210	GT0e	22 16 15
180	*	-35	211	*LBL2	21 02
181	GT09	22 09	212	P&S	16-51
182	*LBL8	21 08	213	RCL2	36 02
183	RCLB	36 12	214	ST03	22 03
184	GT09	22 09	215	*LBL5	21 05
185	*LBL7	21 07	216	0	00
186	RCLB	36 12	217	GT0e	22 16 15
187	R↑	16-31	218	*LBL6	21 06
188	=	-24	219	2	02
189	*LBL9	21 09	220	GT0e	22 16 15
Mensaje de error si no se da entrada a P ₁ para flujo estrangulado			Exhibir mensaje codificado		
190	R	5	221	*LBLe	21 16 15
191	RCL3	36 03	222	R/S	51
192	X=0? / 6-43		223	RCL1	35 46
193	GT04	22 04	224	R/S	51
Calcular ΔP _T			Exhibir ΔP _T		
194	P&S	16-51			
195	RCLB	36 06			
196	RCL5	36 05			
197	+	-55			
198	ST01	35 46			
Determinar si... el flujo está estrangulado o si hay vaporización o cavitación					
199	P&S	16-51			
200	RCL2	36 --			
201	X&Y?	16-35			

Tabla III Unidades Y constantes asociadas para tarjetas de datos

Variables	Unidades inglesas	Unidades en SI
4	gal/min	m ³ /h
ΔP (todos los subíndices)	psi	kPa
P (todos los subíndices)	psia	kPa abs
d, D	in	mm
μ	cP	cP
Constantes asociadas y ubicación		
K _C (STO C)	52.3	1.72
K _D (STO D)	1.0	0.0865
K _E (STO E)	890	1.6 x 10 ⁻⁵
(STO 6)	1.0	1.0
(STO 7)	1.0	1.0
Se borran todos los demás registros		

transición: factor F_L de recuperación de presión (Tabla V) para el tipo de válvula en cuestión, al modificador (F_d) del estilo de válvula, a la viscosidad (μ) del líquido a la temperatura de entrada. Después, resuélvase C_v .

Para incluir el efecto de los reductores, dése entrada a estos datos adicionales: tamaño nominal (d) de la válvula y diámetro interior(D) del tubo de entrada y de salida. Si no se sabe por anticipado el diámetro de la válvula, entonces: 1) calcúlese C_v y selecciónese la válvula sin tener en cuenta el efecto de los reductores; 2) utilícese el tamaño de la válvula calculado de acuerdo con 1) para calcular el nuevo C_v con reductores; 3) verifíquese que la válvula seleccionada puede satisfacer el requisito del nuevo C_v .

Si $P_{\text{tamaño}}$ es una parte importante de la presión corriente arriba o si la presión de vapor del líquido es alta, verifíquese y hágase la corrección para el flujo estrangulado. Esto requiere más datos: presión absoluta (P_1) corriente arriba de la válvula; presión crítica (P_c) del fluido; presión de vapor (P_v) del líquido a la temperatura de entrada, y factor (F_L) de recuperación de presión. Resuélvase C_v y oprímase la tecla R/S para obtener un mensaje que describa el flujo en la válvula: 0.00 sin estrangulación, 1.00 para vaporización y 2.00 para cavitación. Oprímase otra vez R/S para obtener la caída terminal de presión (ΔP_T).

Nota: La entrada de datos para cualquiera de las opciones recurre a ellas en forma automática. Si no se da entrada a los datos, el programa no tiene en cuenta las opciones. Para verificar si hay flujo estrangulado, el usuario debe oprimir la tecla R/S y dar entrada a los datos correctos. Si no se da entrada a los datos, R/S producirá un mensaje de error en lugar de un mensaje codificado.

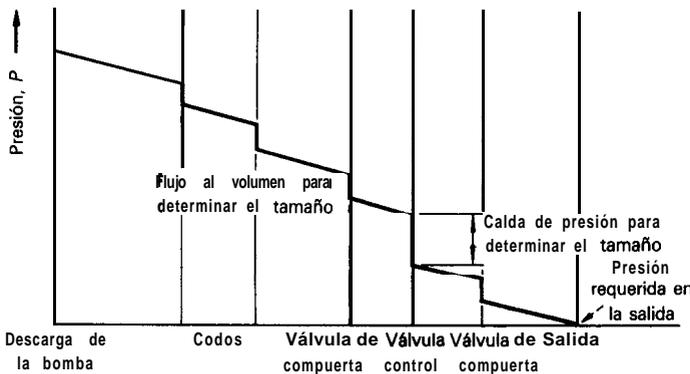


Fig. 1 Para determinar la caída de presión para el tamaño, se examinan las caídas de presión en el sistema

Ejemplos

Caso 1 (caso más sencillo). Determinése el tamaño de la válvula de control para una corriente de líquido con: $q = 500$ gal/min, $\Delta P_{\text{tamaño}} = 15$ psi; $G_v = 1.0$. No se tengan en cuenta los reductores y la posibilidad de flujo estrangulado. Solución:

Tabla IV Instrucciones para el usuario del programa

Paso	Instrucciones	Entrada	Teclear	Salida
1	Cargar programa (lados 1 y 2 de la tarjeta)			
2	Cargar en un lado de la tarjeta las unidades deseadas; esto borra los registros			
3	Dar entrada a datos			
	Flujo volumétrico	q	↑	
	Caída de presión para determinar tamaño	$\Delta P_{\text{tamaño}}$	A	
	Densidad relativa	G_f	f a	
	Sólo opción de flujo estrangulado			
	Presión absoluta corriente arriba de la válvula	P_1	B	
	Presión termodinámica crítica	P_c	↑	
	Presión de vapor del líquido	P_v	↑	
	Factor de recuperación de presión*	F_L	f b	
	Sólo opción de reductor			
	Tamaño nominal de válvula	d	C	
	Diámetro interior del tubo	D	f c	
	Sólo opción de flujo laminar			
	Factor de recuperación de presión*	F_L	D	
	Modificador de estilo de válvula†	F_d	↑	
	Viscosidad	μ	f d	
4	Resolver para C_v requerido		E	C_v
5	Verificar si hay flujo estrangulado (sólo después de resolver C_v y sólo después de haber dado entrada a la opción de flujo estrangulado)		R/S	0.00 si no hay estrangulación 1.00 si hay vaporización 2.00 si hay cavitación ERROR si no hay datos
	Resolver la caída de presión terminal		R/S	ΔP_T
3	Para modificar o agregar datos, volver al paso 3			
7	Para un nuevo caso, volver al paso 2			

* F_L se obtiene con las publicaciones de los fabricantes. En la tabla V aparecen valores típicos

† Usar $F_d = 1.0$ para válvulas de bola y de globo con orificio sencillo; usar $F_d = 0.7$ para válvulas con dos trayectorias en paralelo, como las de globo de doble orificio y de mariposa. Véase referencia 1.



1. Cárguese el programa.
2. Cárguese el lado de la tarjeta para unidades en sistema inglés.
3. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: 500 15 A
4. Tecléese G_f : 1.0 fa
5. Resuélvase C_v : E 129.10

6. Selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor o igual que 129.10

Caso 2 (posibilidad de flujo estrangulado; reductores). Determinese el tamaño de una válvula de globo para control dados los siguientes datos del proceso: $q = 400$ gal/min; $\Delta P_{\text{tamaño}} = 20$ psi; $G_f = 0.98$; $P_1 = 50$ psia; $P_c = 3\ 206$ psia; $P_v = 2.9$ psia; $D = 6$ in. En las publicaciones de los fabricantes y en la tabla V se indica que $F_L = 0.86$ para una válvula de globo de asiento sencillo. Solución (en el supuesto de que el programa todavía esté cargado):

1. Vuélvase a cargar el lado de la tarjeta para unidades en sistema inglés.
2. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: 400 ↑ 20 A
3. Tecléese G_f : 0.98 fa
4. Tecléese P_1 : 50 B
5. Tecléese P_c
 P_v , F_L : 3 206 ↑ 2.9 ↑ 0.86 fb
6. Resuélvase C_v : E 88.54

Tabla V Valores típicos para factor de recuperación de presión de líquido

Tipo de válvula	F_L
Globo, asiento sencillo, guarnición de jaula	0.86
Globo, asiento sencillo, guarnición configurada	0.86
Globo, asiento sencillo, jaula control cavitación	0.92
Mariposa alto rendimiento, apertura 90°	0.57
Mariposa alto rendimiento, apertura 60°	0.66
Mariposa alto rendimiento, apertura 30°	0.85
Bola, apertura 90°	0.45
Bola, apertura 60°	0.81
Bola, apertura 30°	0.95

Tabla VI Listado de programa para la versión TI

Paso	Código	Teclar												
000	76	LBL	064	54)	128	65	X	192	43	RCL	256	95	=
001	11	A	065	33	X²	129	01	1	193	12	12	257	42	STD
002	42	STD	066	54)	130	93	.	194	76	LBL	258	26	26
003	02	02	067	33	X²	131	05	5	195	44	SUM	259	93	.
004	32	XIT	068	55	+	132	95	=	196	42	STL	260	06	6
005	42	STD	069	02	2	133	42	STD	197	14	14	261	04	4
006	00	00	070	85	+	134	15	15	198	53	(262	85	+
007	91	R/S	071	01	1	135	94	+/-	199	35	1/X	263	93	.
008	76	LBL	072	75	-	136	85	+	200	65	X	264	01	1
009	16	A	073	53	(137	43	RCL	201	43	RCL	265	07	7
010	42	STD	074	43	RCL	138	02	02	202	01	01	266	65	X
011	01	01	075	07	07	139	95	=	203	54)	267	53	(
012	91	R/S	076	55	+	140	42	STD	204	34	FX	268	53	(
013	76	LBL	077	43	RCL	141	12	12	205	65	X	269	43	RCL
014	12	B	078	06	06	142	00	0	206	43	RCL	270	21	21
015	42	STD	079	54)	143	32	XIT	207	00	00	271	55	+
016	04	04	080	45	YX	144	43	RCL	208	55	+	272	43	RCL
017	32	XIT	081	04	4	145	03	03	209	43	RCL	273	26	26
018	42	STD	082	54)	146	67	EQ	210	23	23	274	54)
019	03	03	083	65	X	147	24	CE	211	95	=	275	23	LNK
020	91	R/S	084	53	(148	53	(212	42	STD	276	54)
021	76	LBL	085	53	(149	43	RCL	213	21	21	277	95	=
022	12	B	086	43	RCL	150	13	13	214	00	0	278	42	STD
023	42	STD	087	00	00	151	75	-	215	32	XIT	279	27	27
024	91	R/S	088	33	X²	152	43	RCL	216	43	RCL	280	01	1
025	16	A	089	65	X	153	05	05	217	20	20	281	32	XIT
026	42	STD	090	43	RCL	154	65	X	218	67	EQ	282	43	RCL
027	01	01	091	01	01	155	53	(219	33	X²	283	27	27
028	76	LBL	092	55	+	156	93	.	220	53	(284	77	GE
029	12	B	093	43	RCL	157	09	9	221	43	RCL	285	33	X²
030	42	STD	094	24	24	158	06	6	222	20	20	286	93	.
031	91	R/S	095	55	+	159	75	-	223	65	X	287	05	5
032	01	01	096	43	RCL	160	93	.	224	43	RCL	288	04	4
033	76	LBL	097	07	07	161	02	2	225	00	00	289	32	XIT
034	12	B	098	45	YX	162	08	8	226	55	+	290	43	RCL
035	42	STD	099	04	4	163	65	X	227	43	RCL	291	27	27
036	91	R/S	100	54)	164	53	(228	22	22	292	77	GE
037	16	A	101	42	STD	165	43	RCL	229	55	+	293	34	FX
038	42	STD	102	26	26	166	05	05	230	43	RCL	294	43	RCL
039	91	R/S	103	54)	167	55	+	231	02	02	295	26	26
040	12	B	104	94	+/-	168	43	RCL	232	54)	296	61	GTO
041	42	STD	105	85	+	169	04	04	233	45	YX	297	35	1/X
042	91	R/S	106	43	RCL	170	54)	234	53	(298	76	LBL
043	16	A	107	03	03	171	34	FX	235	02	2	299	33	X²
044	42	STD	108	95	=	172	54)	236	55	+	300	43	RCL
045	91	R/S	109	42	STD	173	54)	237	03	3	301	21	21
046	12	B	110	13	13	174	65	X	238	54)	302	61	GTO
047	42	STD	111	43	RCL	175	43	RCL	239	55	+	303	35	1/X
048	91	R/S	112	26	26	176	08	08	240	53	(304	76	LBL
049	16	A	113	65	X	177	33	X²	241	53	(305	34	FX
050	42	STD	114	53	(178	95	=	242	43	RCL	306	43	RCL
051	91	R/S	115	01	1	179	42	STD	243	09	09	307	21	21
052	12	B	116	75	-	180	16	16	244	33	X²	308	55	+
053	42	STD	117	53	(181	43	RCL	245	55	+	309	43	RCL
054	91	R/S	118	43	RCL	182	12	12	246	43	RCL	310	27	27
055	16	A	119	07	07	183	32	XIT	247	08	08	311	95	=
056	42	STD	120	55	+	184	43	RCL	248	54)	312	76	LBL
057	91	R/S	121	43	RCL	185	16	16	249	45	YX	313	35	1/X
058	12	B	122	06	06	186	77	GE	250	53	(314	99	PRT
059	42	STD	123	54)	187	23	LNK	251	01	1	315	91	R/S
060	91	R/S	124	33	X²	188	61	GTO	252	55	+	316	61	GTO
061	16	A	125	54)	189	44	SUM	253	03	3	317	43	RCL
062	42	STD	126	33	X²	190	76	LBL	254	54)			
063	06	06	127	95	=	191	23	LNK	255	54)			

Tabla VI (Continuación)

Paso	Código	Teclar												
318	76	LBL	330	67	EO	342	25	25	354	77	GE	366	02	2
319	24	CE	331	54)	343	77	GE	355	52	EE	367	76	LBL
320	43	RCL	332	43	RCL	344	45	Y*	356	01	1	368	53	(
321	12	12	333	02	02	345	43	RCL	357	61	GTD	369	19	D'
322	61	GTD	334	32	X↑T	346	05	05	358	53	(370	44	SUM
323	23	LNx	335	43	RCL	347	32	X↑T	359	76	LBL	371	25	25
324	76	LBL	336	15	15	348	43	RCL	360	45	Y*	372	99	PRT
325	43	RCL	337	85	+	349	03	03	361	00	0	373	91	R/S
326	00	0	338	43	RCL	350	75	-	362	61	GTD			
327	32	X↑T	339	16	16	351	43	RCL	363	53	(
328	43	RCL	340	95	=	352	02	02	364	76	LBL			
329	03	03	341	42	STD	353	95	=	365	52	EE			

Tabla VII Instrucciones para el usuario del programa TI

Paso	Procedimiento	Entrada	Teclar	Salida
1.	Cargar el programa			
2.	Almacenar constantes (Tabla VIII)			
3.	Dar entrada a los datos:			
a.	Caso 1	q ΔP G_f	X↑T A A' E	C_v
b.	Caso 2: Igual que caso 1 más datos adicionales (repetir pasos 3a.)	\bar{P}_1 P_e P_v F_L	X↑T B X↑T 0' E R/S	C_v (Estrangulación?) ΔP_T
c.	Caso 2 con reductores: Igual que caso dos (más repetir pasos 3a., 3b.)	d D	C C' E R/S	C_v (Estrangulación?) ΔP_T
d.	Caso 3: Igual que paso 1 (más repetir paso 3a.)	F_L F_d μ	D X↑T D'	

Antes de seleccionar una válvula verifíquese si hay flujo estrangulado:

7. Verifíquese si hay flujo estrangulado:

R/S 0.00

8. Resuélvase ΔP_T :

R/S 34.94

La exhibición de 0.00 indica que el flujo no está estrangulado ($\Delta P_{\text{tamaño}}$ es menor que ΔP_T). En las publicaciones de los fabricantes se puede encontrar que una válvula de globo de 3 in con C_v máximo de 120 es la más pequeña disponible con C_v adecuado. Para verificar que los reductores necesarios para instalar una válvula de 3 in en una tubería de 6 in no cambiarán la selección de la válvula, continúese como sigue:

9. Tecléese d : 3 c

10. Tecléese D : 6 fc

11. Resuélvase C_v : E 92.91

Debido a que no ha cambiado el coeficiente de la válvula, vuélvase a verificar la posibilidad de flujo estrangulado:

12. Verifíquese si hay flujo estrangulado:

R/S 0.00

13. Resuélvase ΔP_T :

R/S 34.81

Dado que C_v todavía es menor que el máximo (120) de la válvula seleccionada y el flujo no está estrangulado, la válvula de globo de 3 in es la selección correcta.

Caso 3 (flujo laminar). Determinése el tamaño de una válvula de globo para control dados los siguientes datos del proceso: $q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\Delta P_{\text{tamaño}} = 35 \text{ kPa}$; $G_f = 0.99$; $\mu = 300 \text{ cp}$. En las publicaciones de los fabricantes y en la tabla V se indica que $F_L = 0.86$ para una válvula de globo de asiento sencillo. Las instrucciones para el usuario en la tabla IV indican $F_d = 1.0$ para dicha válvula. Solución (en el supuesto de que el programa todavía esté cargado)

1. Cárguese el lado de la tarjeta para unidades en el SI

2. Tecléese q , $\Delta P_{\text{tamaño}}$: 3 ↑ 35 A

3. Tecléese G_f : 0.99 fa

4. Tecléese F_L : 0.86 D
5. Tecléese F_d, μ : 1.0 \uparrow 30 fd
6. Resuélvase C_v : E 9.09
7. Selecciónese una válvula cuyo C_v sea mayor 0 igual que 9.09

Tabla VIII Almacenamiento de constantes para programa TI

Registro	Unidades sistema inglés	Unidades en el SI
STO 06	1	1
STO 07	1	1
STO22	62.3	1.72
STO 23	1	0.0865
STO 24	890	0.000016

Para usuarios de TI

El listado del programa para TI-58/59 se presenta en la tabla VI. Las instrucciones para el usuario están en la tabla VII. El almacenamiento de constantes está en la tabla VIII.

Igual que con la versión HP, el cálculo de C_v se obtiene al oprimir la tecla E. Después, al oprimir la tecla R/S se resuelve ΔP_T .

Referencias

1. "ANSI/ISA-S75.01 Standard Control Valve Sizing Equations," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1978.
2. Driskell, L. R., Sizing Control Valves, Chapter 6 of "ISA Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, Pittsburgh, 1976.
3. "Engineering Handbook for Jamesbury Stabilflo Control Valves," Bulletin 275, Jamesbury Corp., 1980.

El autor



Jon F. Monsen es gerente regional de válvula de control de Jamesbury Corp., 1317 5th. St., Santa Monica, CA 90401. Suministra ayuda a clientes para determinación de tamaño, selección y aplicación de válvulas de control. Fue ingeniero de ventas de The Foxboro Co., y líder del grupo de ingeniería que supervisó las especificaciones de válvulas de control para una central nuclear de Bechtel Power Corp. Obtuvo su título de ingeniero en California State University en Los Angeles. Es ingeniero registrado para sistemas de control y electricista en California.

Predicción del flujo en válvulas de control

Para el dimensionamiento de las válvulas de control, los cálculos podrían resultar erróneos si hay flujo en dos fases, flujo no turbulento, líquido que vaporiza, un fluido no newtoniano o datos poco confiables.

Les **Driskell**, Ingeniero consulto?

A veces es necesario predecir con gran exactitud el flujo en una válvula de control. En ese momento, se desearía que todo funcionara de acuerdo con las condiciones ideales y las fórmulas teóricas. Pero las condiciones muchas veces están lejos de lo ideal.

La necesidad de exactitud

Una válvula de control no es un aforador. No se puede esperar la predicción del flujo en una válvula con una exactitud como la de predicción de flujo por un medidor de orificio. Sin embargo, algunas aplicaciones de válvulas de control requieren más cuidado que otras en la determinación del tamaño y se querría predecir el caudal con una aproximación razonable. Por ejemplo, se puede requerir que una válvula controle en una amplia gama, desde casi cerrada hasta casi abierta. Un error en la determinación del tamaño puede alterar ese equilibrio.

Si una aplicación presenta un problema difícil para control que exige un máximo de respuesta de la válvula, un tamaño excesivo degradará el funcionamiento del sistema de control. Las válvulas de control, igual que los zapatos vienen en tamaños discretos y para permitir cierta latitud deben ser un poco más grandes que el tamaño que "queda bien". Pero si son muy grandes, se altera la capacidad para maniobrarlos. Ni en las válvulas ni en los zapatos se pueden utilizar tamaños conservadores para ocultar aspectos inadecuados en el método para determinación del tamaño.

Por fortuna, la mayor parte de las aplicaciones no son severas y las válvulas de control permiten ciertas desviaciones en la instalación. Pueden ser del tamaño y tipo incorrectos y de todos modos hacer un trabajo aceptable.

Aunque las pruebas de laboratorio de la capacidad de las válvulas de control se hacen en condiciones ideales y con fluidos casi ideales, en la práctica las cosas no son tan favorables. Sin embargo, el diseñador de una planta debe dar respuestas a los problemas para determinar el tamaño de las válvulas aunque los fluidos sean difíciles de controlar y las condiciones sean dudosas o desfavorables. Conforme los factores se alejan cada vez más de lo ideal, hay que utilizar conocimientos menos detallados. Las predicciones se vuelven menos confiables y el margen de error permitido se debe aumentar conforme hay menos tecnología para consulta.

Los métodos más confiables para la predicción se basan en teorías comprobadas, respaldadas por pruebas repetibles de laboratorio y confirmadas por la experiencia en el campo. Conforme las teorías se vuelven más inciertas, se hacen menos pruebas y los datos están más dispersos, se aminora el grado de confianza. Cuando hay teorías en conflicto y resultados desiguales en las pruebas, el ingeniero de aplicaciones tiene poco en qué basarse salvo el sentido común y la intuición.

Ahora se examinarán algunas de las condiciones en las cuales es difícil predecir el volumen de flujo en las válvulas de control y, cuando menos, algunas de las ayudas que pueden emplear los ingenieros en tales situaciones.

Líquidos que vaporizan

La mayor parte de las publicaciones relacionadas con los líquidos que vaporizan están basadas en teorías que dependen del equilibrio termodinámico, en cuyo caso se supone que ocurre lo siguiente:

1. Cuando el líquido acelera para pasar por el orificio de la válvula, cae la presión estática como lo predice el teorema de Bernoulli.

2. Tan pronto como la presión en un punto llega a la presión de vapor del líquido, una parte se vuelve vapor.

3. El volumen creciente de la mezcla ocasiona velocidades cada vez más altas hasta que se llega a un flujo máximo o estrangulado, con el cual la pérdida acumulada de presión de *aceleración* es igual a la pérdida *total* acumulada de presión sin que haya ningún margen disponible para las *pérdidas por fricción*.

Se supone que el líquido y los vapores están siempre en equilibrio termodinámico. La realidad es que el líquido no se comporta en esa forma, pero todavía hay quienes lo creen así. Esta teoría ha quedado refutada, igual que la teoría de que la Tierra es plana, muchos años después de que se ha hecho la circunnavegación.

Hay grandes cantidades de datos experimentales del flujo estrangulado de agua en restricciones de muchos tipos: orificios, boquillas e incluso algunas válvulas. Se ha demostrado que el cuerpo principal de líquido en flujo no se vaporiza al instante cuando llega a su presión de vapor, sino que permanece en estado metaestable hasta que se llega a un punto crítico.

En las restricciones más sencillas, el punto crítico ocurre en el chorro contraído (el lugar justo más allá del orificio en donde el chorro se contrae a su tamaño seccional mínimo, como se ilustra en la parte superior de la (Fig. 1). El orificio de placas delgadas y bordes agudos es un ejemplo conveniente. La vaporización no altera su coeficiente de descarga, *siempre y cuando la derivación de corriente abajo no esté más allá del chorro contraído*.¹ Otras restricciones actúan en forma similar.

La vaporización tiene un gran efecto en la recuperación de presión que normalmente ocurre después del chorro contraído. Esto hace imposible utilizar la presión corriente abajo de una válvula de control para determinar el volumen de flujo. Pero se puede predecir el gasto de un líquido vaporizado por un orificio o una válvula si se conoce la presión en el chorro contraído.

Hay un acuerdo general de que la presión efectiva P_{vc} está relacionada con la presión P_v de vapor del líquido por un factor F_F , de modo que:

$$P_{vc} = F_F P_v \tag{1}$$

Las pruebas limitadas con agua desaerada que se vaporiza en un orificio con entrada redonda (que el autor define como *boquilla corta*) indican que:

$$F_F = 1 - \sigma/F_o \tag{2}$$

en donde σ es la tensión de superficie del agua en mN/m (un milinewton por metro es igual que una dina por centímetro) y F_o es un factor determinado con experimentos.* Para la boquilla corta, se encontró que F_o era igual a 150.

Aparte del hecho de que los datos de los experimentos se correlacionan bien, con una dispersión insignificante, esta ecuación se justifica una vez que se ha entendido el mecanismo de la vaporización. La tensión superficial es

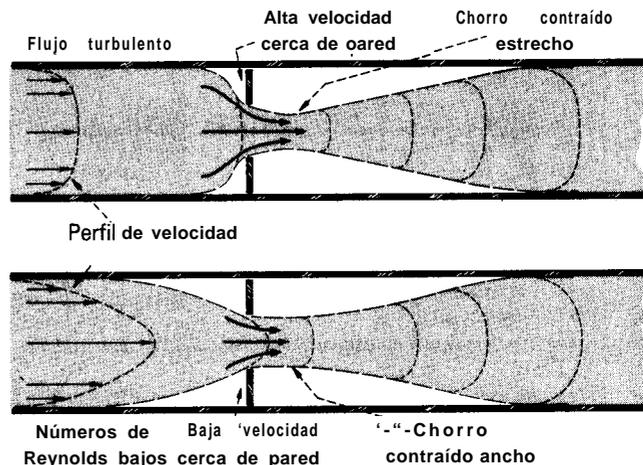


Fig. 1 Con flujo turbulento, los chorros contraídos son más estrechos que los obtenidos con números de Reynolds más bajos

la fuerza que suprime la formación de burbujas y tiende a mantener el líquido en estado metaestable. Por ello, cuanto mayor sea la tensión superficial, más baja será la presión que se pueda lograr en el chorro contraído.

Se podría pensar que el factor F_o debería variar de acuerdo con la configuración de la trayectoria del líquido en el orificio. La entrada lisa y redondeada de la boquilla tiende a mantener el estado líquido mientras que una configuración más tortuosa podría promover la ebullición. En los experimentos con válvulas de control se puede encontrar alguna corroboración de lo anterior y los datos limitados indican un valor de F_o ligeramente mayor de 200 para una válvula en ángulo con flujo aerodinámico y un valor de casi 1 000 para una válvula de globo, que tiene trayectoria más tortuosa.

Quienes se basan en la teoría del equilibrio insisten en que F_F en el caso ideal es función tan sólo del líquido y que no lo altera la configuración del orificio de la válvula. Compárese esta teoría con los resultados reales de la prueba en donde se vaporizó agua a 175 psia (1.2 MPa) en un orificio redondo. El valor experimental de F_F fue de 0.736, pero la teoría predice 0.895.

El flujo real es alrededor de 60 % del que se podría creer de acuerdo con las normas.^{4,5}

Si una válvula de seguridad de corriente abajo tiene el tamaño para descargar por este orificio redondo, entonces la válvula sería demasiado pequeña si el flujo estuviera basado en la fórmula aceptada. Con una presión de vapor mucho más alta, el flujo real sería menor que el indicado.

La fórmula para F_F que está basada en el equilibrio termodinámico aparece en el apéndice de la norma vigente,⁴ pero ya fue actualizada e incluida en la norma internacional? Esta fórmula es:

$$F_F = 0.96 - 0.28(P_v/P_c)^{1/2} \tag{3}$$

en donde P_v es la presión de vapor y P_c es la presión termodinámica crítica.

Notación

A_v	Coefficiente para determinar tamaño de válvulas, $m^2 = 24 \times 10^{-6} C_v$
C	Coefficiente de descarga
C_o	$C \times F/F_L$
C_v	Coefficiente para determinar tamaño de válvulas, medidas inglesas
d	Diámetro, in
D	Diámetro, m
D_e	Diámetro equivalente o hidráulico, m
f	Fracción de masa
F	Factor de velocidad de aproximación, $= (1 - m^2)^{-1/2}$
F_d	D/D_e
F_f	P_{vc}/p_v
F_k	Factor de relación de calores específicos
F_L	Factor de recuperación de presión de líquido
F_o	Factor de orificio
F_R	Factor de número de Reynolds
F_s	Coefficiente de flujo laminar
g	Gravedad, m/s^2
G	Densidad relativa referida al agua
h	Columna de líquido, m
m	Relación entre superficie de orificio y superficie de entrada
N_{Re}	Número de Reynolds
P	Presión, N/m^2 absoluta
P_c	Presión termodinámica crítica, N/m^2 absoluta
P_v	Presión de vapor, N/m^2 absoluta
ΔP	Presión diferencial, N/m^2
q	Gasto, m^3/s
T	Temperatura absoluta
T_c	Temperatura termodinámica crítica, absoluta
U	Velocidad, m/s
v	Volumen específico (p^{-1})
w	Volumen de flujo, kg/s
x	Relación de caída de presión ($\Delta P/P_1$)
x_T	Factor de relación de caída de presión (valor terminal de x)
Y	Factor de expansión
ρ	Densidad, kg/m^3
μ	Viscosidad, $N \cdot s/m^2$
σ	Tensión superficial, mN/m

Subíndices

1	Condición en la entrada
e	Variable efectiva
f	Líquido
g	Gas o vapor
s	Aerodinámico o laminar
t	Turbulento
vc	Condición de chorro contraído

Los experimentos con un líquido que vaporiza al pasar por una restricción se han hecho casi exclusivamente con agua como fluido para prueba. No hay razón para creer que otros líquidos actuarían en forma diferente, pero hay muy pocos datos.

El aire y los gases disueltos también podrían influir en F_f pero tampoco hay datos. Estas incertidumbres persistirán hasta que se desechen las fórmulas de "tierra pla-

na" basadas en el equilibrio termodinámico y se haga un esfuerzo por determinar los factores correctos mediante experimentos.

Hasta este momento sólo se han mencionado líquidos puros, de un solo componente. ¿Qué ocurre con las mezclas de líquidos? En la industria de refinación del petróleo se acostumbra vaporizar las mezclas de líquidos en una válvula de control. Si se requiere una predicción del flujo con exactitud razonable, se ha publicado muy poca información, teórica o experimental en la cual basarse. ¿No hay peligro en extrapolar lo poco que se sabe del flujo de agua vaporizada hacia un líquido con una gama de ebullición continua? ¿Y si se supone que la composición es tal que sólo una pequeña fracción con productos finales ligeros y que la mayor parte del líquido consiste en productos finales pesados? Estas preguntas, en la actualidad, todavía no tienen respuesta.

En este momento, el único método razonable para predecir el flujo de un líquido vaporizado en una válvula de control es calcular los posibles extremos de la presión en el chorro contraído, con base en los resultados conocidos de los experimentos con agua. Estos extremos representan la gama de incertidumbre con que tienen que trabajar los ingenieros. El mecanismo para obtener una aproximación requiere dos números difíciles de obtener: la tensión superficial y el factor F_o del orificio de la válvula en particular.

La tensión superficial del agua en dinas/cm (mN/m) se puede calcular con suficiente precisión con la ecuación de Othmer:⁶

$$\sigma = 0.16(T_c - T)^{1.05} \quad (4)$$

Para otros líquidos los valores de la tensión superficial se pueden obtener con suficiente precisión con los manuales mediante la extrapolación lineal a cero a la temperatura crítica.

La incertidumbre más grande es el factor F_o del orificio de la válvula, para el cual los datos limitados indican una gama desde 150 hasta alrededor de 1 000, cuando la complejidad de la trayectoria de flujo va desde una boquilla lisa hasta una válvula de doble asiento con orificio en V. Se necesitan criterios de ingeniería para establecer los límites de incertidumbre.

Flujo no turbulento

Un aspecto de la determinación del tamaño de válvulas con que se suele topar con menos frecuencia que el servicio con líquidos que vaporizan es el del flujo no turbulento. El lugar en donde sería más fácil encontrar este flujo es en un laboratorio en donde los volúmenes de flujo y caídas de presión pueden ser sumamente pequeños, o bien en industrias que manejan materiales viscosos.

En los laboratorios, muchas veces es posible trabajar en este problema con válvulas en miniatura equipadas con machos intercambiables, con lo cual la determinación del tamaño es cuestión de prueba y error. Hay otras válvulas de tamaño para laboratorio con recorrido ajustable para compensar un tamaño inexacto. Las industrias que manejan grandes volúmenes de materiales viscosos,

como pulpa para papel, utilizan factores empíricos establecidos por experiencia.

Por lo pequeño del mercado de válvulas de control para servicio con materiales viscosos, no hay el incentivo económico para invertir en las investigaciones necesarias para lograr mejores técnicas para predicción. El método que se da en las normas para válvulas de control está basado en pruebas efectuadas hace más de veinte años con diversos tipos de válvulas de globo pequeñas que entonces estaban en uso general. Aunque los datos publicados para cada muestra mostraron poca dispersión, hubo considerables diferencias entre las configuraciones de las guarniciones aunque todas las válvulas eran de globo.

Los datos de las muestras probadas se consolidaron en una sola curva generalizada, que es un término medio de los puntos muy dispersos de las diferentes muestras. Incluso en las válvulas probadas, esta dispersión representa errores de predicción desde -16% hasta +47%. Para los tipos de válvulas de posible uso en la actualidad en servicio con materiales viscosos, como las de movimiento rotatorio, no hay ningún conocimiento de la incertidumbre ni ha sido documentada.

Igual que una persona que se ahoga se aferra de una ramita, nos atenemos a cualquier endeble apoyo cuando es lo único con que se cuenta. Si hay un problema con el flujo no turbulento en una válvula de control, se confía en cualquier material impreso de este tema. Aunque en este caso se necesitan todas las ramitas, hay que tener muy en cuenta los riesgos.

Ahora se examinará el flujo no turbulento en las válvulas, del cual se sabe muy poco. Son comunes los errores del orden del 10%, incluso con componentes tan sencillos como una malla metálica. La configuración más compleja de una válvula de control es, en muchos aspectos, un reto en verdad formidable.

■ **Lo que se sabe del flujo no turbulento.** En cualquier planteamiento del flujo turbulento, lo primero que se viene a la mente es el número de Reynolds, ese criterio sin dimensiones para el flujo de fluidos que es muy útil cuando se trabaja con factor de fricción en los tubos, coeficiente de descarga de orificios limitadores y predicciones para otros aparatos hidráulicos. El criterio del número de Reynolds también es muy útil para el análisis del flujo no turbulento, pero siempre y cuando se reconozcan sus puntos débiles cuando se aplica a aparatos de diferente configuración.

El valor numérico de un número de Reynolds específico tiene poco significado salvo en su relación con el número de Reynolds de un aparato de configuración idéntica. La correlación de los datos por medio del diámetro hidráulico puede ser útil; pero para predecir el flujo en orificios de válvula de control de configuración compleja, sin verificarlo con experimentos, entonces el concepto del diámetro hidráulico puede resultar inútil.

Con flujo turbulento en un tubo largo, el perfil de velocidad de la corriente es bastante plano (Fig. 1). La velocidad a una distancia corta de la pared del tubo es casi tan grande como en el centro del mismo. Con el flujo laminar en el mismo tubo largo el perfil de velocidad tendrá forma parabólica en donde el centro de la corriente avanza al doble de la velocidad promedio. Es impor-

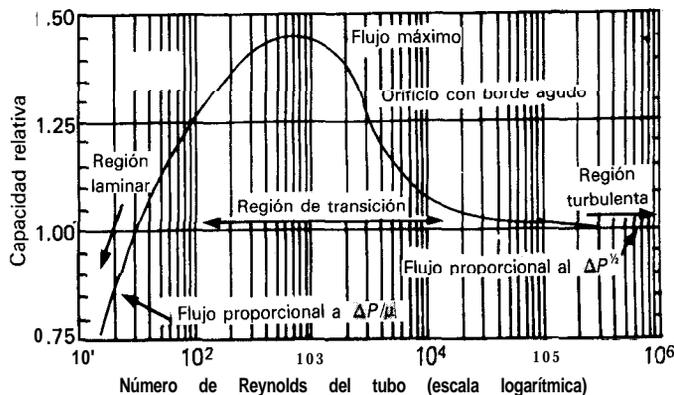


Fig. 2 La máxima capacidad ocurre en la región de transición; el chorro contraído es estrecho con números de Reynolds altos

tante tener en cuenta que, en un tubo corto no hay tiempo para que se produzca el perfil parabólico y la configuración puede ser plana. Entre los extremos de los flujos turbulento y laminar existe una región de transición.

Otra diferencia entre los dos tipos de flujos es que, con el turbulento, la caída de presión a lo largo del tubo o en una restricción es proporcional al volumen al cuadrado; con flujo laminar, la caída de presión es directamente proporcional al volumen. En la región de transición, estas diferencias influyen en el paso por las restricciones en distintas formas.

En la figura 1 se ilustra cómo actúa un orificio de placa plana, concéntrico, de bordes agudos con números de Reynolds altos y bajos para tubos. El cambio en la forma del perfil de velocidad influye en la concentración del chorro y, en consecuencia, en su sección transversal en el chorro contraído. Al principio, conforme sube el número de Reynolds aumenta la capacidad de flujo; pero con números de Reynolds altos, el chorro contraído es pequeño y se reduce el flujo. Esto produce una joroba en la curva de capacidad en la región de transición (Fig. 2). Cuando el flujo es totalmente laminar, va de acuerdo con la ley de Poiseuille y, con viscosidad constante, es proporcional a la presión diferencial. Con números de Reynolds altos, la capacidad baja junto con dicho número en una forma estable.

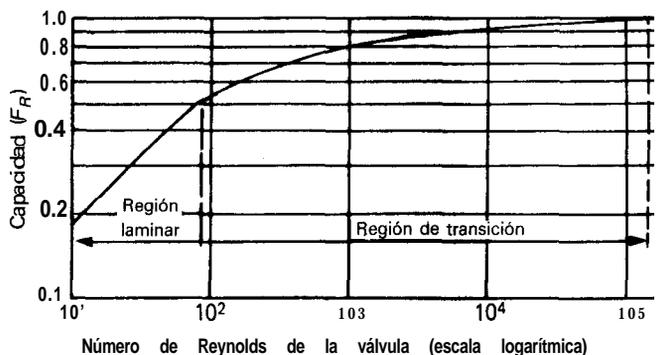


Fig. 3 Muchas restricciones producen una curva lisa de capacidad en la región de transición

Si la corriente no tiene tiempo para formar el perfil parabólico, no se produce la joroba en la curva de capacidad (Fig. 3). Después el orificio actúa en una forma no muy distinta a la de otras restricciones; éstas incluyen la boquilla y el venturi en donde la garganta tiene un tamaño fijo. Un cambio en el perfil de velocidad no cambia la contracción; por tanto, no hay joroba en la curva de capacidad, sino una curvatura suave sin inflexiones cuando la corriente pasa por la región de transición.

Hay una transición similar en la corriente al pasar por una placa perforada o una malla, pero el perfil de velocidad no tiene efecto porque los orificios están distribuidos en toda la superficie del tubo. La placa de orificio con entrada cónica y la de bordes de cuadrante no sufren la severa joroba del orificio de bordes agudos porque hay poco cambio en el coeficiente de contracción conforme cambia el perfil de velocidad. Por ello, las pruebas con válvulas de globo pueden indicar una curva más o menos suave con un arco de conexión en la región de transición.

Además del orificio concéntrico con bordes agudos, hay otra restricción común de la cual hay datos de los experimentos y en donde la "rodilla" de la curva en la región de transición no siempre es un arco sencillo (Fig. 4). Esta restricción **es medidor de mira** o "blanco", que es un disco concéntrico con un conducto anular para flujo. En la región de transición, la curva para ese conducto anular puede ser normal o con grandes anomalías.⁸

La lección que se debe aprender es que algunas configuraciones de válvulas también pueden tener comportamiento anómalo en esa región, salvo que se demuestre lo contrario con las pruebas. El sesgamiento del perfil de velocidad con una conexión en la entrada puede tener un fuerte efecto en las válvulas de flujo rectilíneo que funcionan en esa región. Por ejemplo, una válvula de mariposa podría tener un número de Reynolds diferente en un lado que en el otro de la mariposa.

■ **El problema respecto a la predicción.** Por lo que se acaba de decir, se puede ver que la predicción de la capacidad de la válvula de control no es fácil. Hay que empezar por suponer que los datos de las pruebas de válvulas de globo pequeñas se pueden extrapolar en alguna forma a todas las válvulas. Los razonamientos se basarán en una curva hipotética con los datos que se encuentran a lo largo de la curva para predicción en la norma. También se intentará presentar las correcciones para otras válvulas. Se trabajará con unidades del SI para evitar las interminables conversiones al sistema de medidas inglesas; las equivalencias se darán al final de cada exposición.

Si se empieza en región turbulenta, el número de Reynolds se define:

$$N_{Re} = DU\rho/\mu \quad (5)$$

en donde: $U = C_o(2gh)^{1/2} \quad (6)$

$$= C_o(2\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (7)$$

$$D = [4q/\pi U]^{1/2} \quad (8)$$

Al sustituir

$$N_{Re} = (4qC_o/\pi)^{1/2}(2\Delta P/\rho)^{1/4}(\rho/\mu)^{1/4}(\rho/\mu) \quad (9)$$

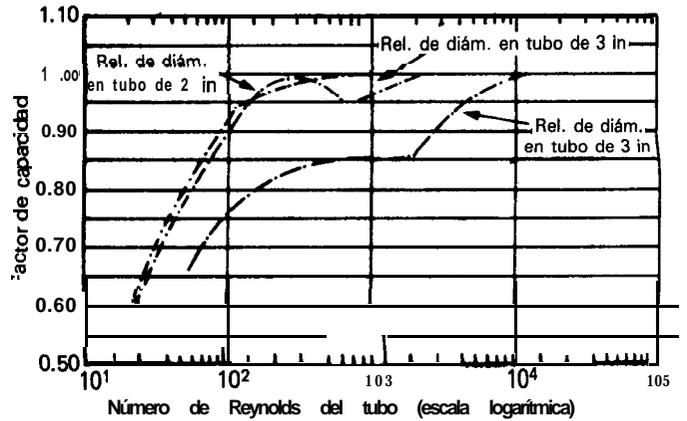


Fig. 4 El flujo en el conducto de un medidor de mira puede tener comportamiento anómalo en la región de transición

La ecuación para flujo es:

$$q = A_v(\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (10)$$

Entonces: $N_{Re} = [(4\sqrt{2}/\pi)(q^2 C_o I A_v)]^{1/2} \rho/\mu \quad (11)$

para el conducto circular y

$$N_{Re} = 1.34 F_d q (C_o/A_v)^{1/2} \rho/\mu \quad (12)$$

para el conducto no circular.

En la región no turbulenta, se debe incluir un factor F_R del número de Reynolds para modificar la ecuación de flujo turbulento para usarla con flujo no turbulento.

$$q = F_R A_v (\Delta P/\rho)^{1/2} \quad (13)$$

En la región totalmente laminar, la válvula hipotética actuará de acuerdo con la ley de Poiseuille, y la curva de F_R contra N_{Re} también coincidiría con los datos del experimento. La figura 3 indica que ello ocurre si:

$$F_R = (N_{Re}/330)^{1/2} \quad (14)$$

Al combinar las ecuaciones (12), (13) y (14) y redondear el coeficiente:

$$q = F_d A_v^{3/2} C_o^{1/2} \Delta P/250 \mu \quad (15)$$

Aunque el factor F_L está disponible en los datos de los fabricantes, no lo están los factores C y F . Para la válvula hipotética en que se basa la curva estándar, el factor F_d es de 1.0. Se sugiere un valor de $2^{-1/2}$ para la válvula de dos orificios, pero ese número no se correlaciona con los datos publicados de los experimentos para una válvula de dos orificios. Estos datos indican un F_d de 1.16 en vez del de 0.71 recomendado.

Es conveniente reorganizar la última ecuación a la siguiente forma:

$$q = (F_s A_v)^{3/2} \Delta P/250 \mu \quad (16)$$

en donde F_i (que en el caso ideal sería un factor determinado por experimentos) tiene el valor

$$F_s = F_d^{2/3} C_o^{1/3} \tag{17}$$

La única forma válida para obtener F , es mediante las pruebas físicas. $F_s A_v$ representa el factor de capacidad de la válvula específica en la región de flujo laminar. Los tipos de válvulas cuyo uso sería más posible para servicio con materiales viscosos, como las válvulas de bola, de macho y de mariposa, tienen conductos sencillos para flujo y hay una semejanza razonablemente buena en la configuración entre los diversos tamaños de cualquier tipo. No es fácil que el factor F , cambie mucho de un tamaño a otro.

Para encontrar un tamaño de válvula:

$$A_v = (40/F_s)(q\mu/\Delta P)^{2/3} \tag{18}$$

Al expresarla en unidades inglesas convencionales de gpm, psi y centipoises, se convierte en:

$$C_v = (1/14F_s)(q\mu/\Delta P)^{2/3} \tag{19}$$

Dado que no se cuenta con valores experimentales de F_s , sólo se puede emplear la información con que se cuenta. Cualesquiera factores faltantes se deberán determinar con criterio e incluirlos en la lista de incertidumbres. El único factor publicado que es componente de F_s , por medio de C_o , es el factor $F_L(C_o = C \times F/F_L)$ de recuperación de presión. En las normas⁴ se utiliza una medida para compensación de las diferencias en $C \times F$ en donde:

$$C \times F = \left[\frac{(F_L C_v)^2}{890d^4} + 1 \right]^{1/2} \text{ (aprox.)} \tag{20}$$

Entonces:

$$F_s = \frac{F_d^{2/3}}{F_L^{1/3}} \left[\frac{(F_L C_v)^2}{890d^4} + 1 \right]^{1/6} \tag{21}$$

Con A_v en lugar de C_v y en unidades del SI, la constante de la ecuación (21) es de 1.25 en vez de 890.

A falta de mejor información, hay que suponer que, para todas las válvulas la curva del número de Reynolds en la región de transición es un arco suave que conectan las asíntotas laminar y turbulenta. Con el empleo de la curva (Fig. 3) para la válvula hipotética en la cual se basa la norma,⁴ las siguientes ecuaciones determinarán el gasto predicho: C_v , A_v o AP según se requiera:

$$F_R = 1.034 - 0.353(C_{vs}/C_{vt})^{0.615} \tag{22}$$

$$F_R = 1.049 - 0.343(\Delta P_s/\Delta P_t)^{0.350} \tag{23}$$

$$F_R = 1.020 - 0.376(q_t/q_s)^{0.493} \tag{24}$$

en donde C_{vs}/C_{vt} es la relación de los coeficientes de C_v (o de A_v), en que los subíndices s y t indican un valor calculado con las ecuaciones para flujo laminar y turbulento. Los límites de F_R son 0.5 hasta 1.0, o sean, los de la región de transición. Los valores fuera de ese interva-

lo indican que se deben aplicar directamente las ecuaciones para laminar o turbulento. La ecuación (13) es la ecuación en el SI para el flujo de transición. En unidades inglesas, se convierte en:

$$q = F_R C_v (\Delta P/G)^{1/2} \tag{25}$$

Para el flujo turbulento, $F_R = 1.0$. Las ecuaciones importantes para el flujo laminar son (18), (19) y (21).

Si se sospecha que una aplicación va a quedar fuera de la zona turbulenta, resuélvase la incógnita (C_v , A_v , A , P , o d) con el empleo de las ecuaciones para turbulento y laminar. Con las ecuaciones (22), (23) o (24) determínese F_R ; si éste es menor de 0.5, el flujo es laminar. Utilícese la respuesta laminar para la incógnita. Si es mayor de 0.98, utilícese la respuesta para turbulenta. Si es entre 0.5 y 0.98, el flujo es de transición y se puede utilizar F_R con las ecuaciones (13) o (25).

Recuérdese tener en cuenta las incertidumbres grandes en estos cálculos. Las válvulas cuyos datos de prueba se publicaron ya no se fabrican en los tamaños que se probaron. Otros estilos de válvulas pueden tener un comportamiento muy distinto. Si se puede efectuar una prueba real en la planta para la zona laminar, se puede calcular el factor F_s para la válvula y utilizarlo para predecir otras condiciones de flujo. La configuración de la tubería de entrada puede influir en forma grave en algunas válvulas; otras pueden tener comportamiento anómalo en la zona de transición.

Fluidos no newtonianos

Los comentarios anteriores se aplicaron sólo a fluidos no newtonianos. Muchos líquidos industriales son no newtonianos. Entonces, la predicción del flujo en las válvulas de control se vuelve más bien una conjetura porque la viscosidad aparente varía de acuerdo con el régimen de corte y, a veces, con el historial del líquido.

El método recomendado se basa en un procedimiento iterativo. Primero, se selecciona un tamaño de válvula para prueba; después, se calcula la velocidad en el orificio. Con las propiedades reológicas dadas del líquido se puede calcular una viscosidad aparente; después, se aplican las ecuaciones para flujo no turbulento a fin de predecir una caída de presión. Si resulta que es incompatible con la caída real de presión, se selecciona otro tamaño para prueba y se repite el procedimiento.

Flujo en dos fases

En las publicaciones se ha mencionado mucho el flujo en dos fases de líquidos y sólidos, también muchos datos de mezclas de líquido y vapor, y de líquido y gas; pero no se ha publicado gran cosa de utilidad para el flujo en las válvulas. Las pastas aguadas son un problema en lo tocante a la predicción del flujo sólo cuando se trata de fluidos no newtonianos y sin turbulencia. Entonces hay que utilizar las propiedades reológicas del material con los procedimientos iterativos aplicados a los factores imperfectos que se describieron para el flujo no turbulento.

A menudo, para manejar mezclas de líquido y gas, se calcula por separado la capacidad (o C_v) requerida para

cada fracción y se suman las dos capacidades. Este método, desde luego, es incorrecto porque supone que el líquido y el gas pasan en forma independiente y a velocidades muy diferentes por el orificio de la válvula. (La velocidad de un fluido en una restricción es proporcional a la raíz cuadrada de su volumen específico.)

Una predicción más aproximada se basa en la premisa de que el líquido y el gas pasan por el orificio de estrangulación como mezcla homogénea y más o menos a la misma velocidad. El problema, en este caso, es aplicar el factor de expansión de gas sólo a la fracción gas y no a toda la mezcla.

Para lograrlo, se divide el volumen específico, v_g , del gas de entrada por el cuadrado del factor de expansión Y , para obtener un volumen efectivo, específico, incompresible.¹⁰ No se altera el volumen v_l específico de líquido. Se suman los volúmenes efectivos de los dos fluidos en proporción con su fracción f de masa en la mezcla para obtener el volumen v_e efectivo específico de la corriente:

$$v_e = f_g v_g / Y^2 + f_l v_l \quad (26)$$

El factor de expansión es:

$$Y = 1 - x / (3F_k x_T) \quad (27)$$

en donde: $x = A P / P_1$ (absoluta)

x_T = Factor de relación de caída de presión (del fabricante)

F_k = Factor de relación de calores específicos ($k/1.40$)

k = Relación de calores específicos

Si hay cualquier tendencia al deslizamiento, es decir, si el gas avanza por el orificio con más rapidez que el líquido el volumen será ligeramente mayor que el predicho con esta ecuación. Sin embargo, los datos de los experimentos indican que las mezclas de aire y agua pasan por las válvulas como mezclas homogéneas. En unidades del SI se tiene:

$$w = A_v (\Delta P / v_e)^{1/2} \quad (28)$$

o en unidades inglesas y libras por hora:

$$w = 63.3 C_v (\Delta P / v_e)^{1/2}$$

Las mezclas de líquido y vapores son cosa totalmente distinta. El proceso de estrangulación ocasiona una transferencia de masa interfases que no se puede analizar fácilmente en teoría y mucho menos verificar con experimentos. Desde la entrada de la válvula hasta el chorro contraído, el flujo es casi isentrópico (que tiene lugar sin cambio en la entropía) mientras que el proceso total es más o menos isentálpico (que tiene lugar sin cambio en la entalpía).

Cualquier análisis basado en el equilibrio termodinámico resultaría erróneo de todos modos, porque el proceso no está en esa categoría. Para empeorar las cosas, debido a la falta de equilibrio es tan difícil determinar

la relación precisa de masa del líquido como el de su vapor en la entrada a la válvula. Para el vapor húmedo, los errores son pequeños 0 insignificantes, pero con una alta relación de líquido, la incertidumbre puede llegar con facilidad a 2: 1 si se utiliza la ecuación (27) para el flujo de líquido y gas.

Confiabilidad de los datos

Los datos de los procesos provienen de los usuarios o de quienes hacen las especificaciones de las válvulas; los datos de las válvulas de control son de los fabricantes. Cualquier error en estos datos dará origen a errores en la predicción de flujo. Ambos grupos tienen inclinación a utilizar cifras conservadoras cuando se trata de la capacidad de las válvulas. Todas las incertidumbres se eliminan en igual forma. El temor a seleccionar una válvula de menor tamaño hace que todas las cifras se calculen para producir un tamaño mayor del necesario. Parece haber poca preocupación por el manejo de las necesidades de flujo mínimo o por una peligrosa sobrecarga en el sistema de corriente abajo.

Si la predicción exacta es muy importante para una aplicación, no es menos importante obtener datos precisos de las presiones, temperaturas y propiedades físicas del fluido en la entrada y la salida de la válvula y no en algún tanque o bomba corriente arriba o en un depósito receptor corriente abajo. Las condiciones con el flujo mínimo son tan importantes como con el máximo; aunque estas precauciones están a la vista, rara vez se ponen en práctica.

Las válvulas de control se prueban en tramos rectos de tubo con agua y aire como fluidos para la prueba. Si una aplicación se asemeja a las condiciones para prueba, la predicción del flujo de líquidos simples y fluidos compresibles debe quedar dentro de límites razonables. El efecto de los reductores de tubo se puede adaptar con los procedimientos normales y una pérdida insignificante de exactitud. Otros accesorios de tubo cerca de la entrada de la válvula pueden sesgar el perfil de velocidad de la corriente y crear discrepancias de cantidad desconocida.

Si la válvula de control está colocada cerca de la descarga de una bomba o soplador centrífugos, los resultados también serán impredecibles. La magnitud de estos efectos de la tubería variará según el tipo de válvula; los efectos serán mayores en las válvulas de bola y de mariposa con conductos para flujo rectilíneo que en las de globo con conductos más pequeños y tortuosos. Las válvulas de mariposa pueden sufrir efectos más serios si la velocidad de la corriente en un lado del aspa es muy diferente que en el otro lado.

Los coeficientes que suministran los fabricantes se deben tener en cuenta. Aunque las mediciones individuales se supone que están dentro de una tolerancia de $\pm 2\%$ y que el objetivo total de exactitud es de $\pm 5\%$ en una válvula sometida a prueba, las tolerancias de manufactura no están documentadas, por lo que no sería muy aventurado calcular $\pm 10\%$. Las pruebas de la capacidad de las válvulas se suelen hacer con pequeñas presiones diferenciales (menos de 15 psi) en la válvula. También se ha-

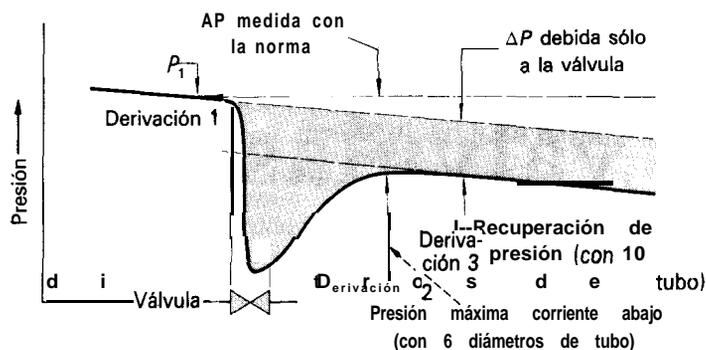


Fig. 5 La caída de presión alrededor de una válvula abierta se debe a las pérdidas en el tubo y en la válvula

cen pruebas con elevadas presiones diferenciales para tratar de encontrar la capacidad con flujo estrangulado.

El coeficiente C_v publicado para el flujo de líquido puede ser el promedio de tres valores medidos con caídas de presión que no varíen más de 4 psi. Después, se puede basar el C_v nominal en la velocidad del fluido en el orificio de la válvula que se mantiene en una relación de sólo 1.17: 1.0; por ejemplo, si las pruebas se hacen con presión diferencial de 11, 13 y 15 psi, entonces la relación de velocidad es $(15/11)^{1/2}$, o sea, 1.17.

Si se va a evaluar el C_v con una prueba estándar de flujo de aire, la capacidad se puede basar en la velocidad en un sólo orificio de válvula. Aunque se estipulan tres pruebas de la presión de entrada, un procedimiento permitido por las normas hará que la velocidad sea casi constante en las tres pruebas. Lo que ocurre es que algunas válvulas son sensibles a la velocidad. Entonces su C_v puede cambiar hasta en 15 a 20% cuando se cambia la velocidad en el orificio de la válvula. Esta irregularidad se atribuye a efectos de adherencia a la pared y, a menudo, se llama *flujo biestable*. El cambio en C_v puede ser repentino y sin causa aparente.

Un C_v errático tendrá un efecto desastroso en un sistema de control. Las válvulas en las cuales es más probable que aparezca este fenómeno son las que tienen una trayectoria de flujo que facilita adherencia variable en la pared en la salida del orificio. (Todos hemos visto la adherencia a la pared cuando empieza a gotear el café desde la cafetera de un restaurante hacia el mantel en lugar de hacia la taza.) Una válvula de globo con flujo para cerrar con macho torneado es posible candidata al flujo biestable. Con los fluidos compresibles, este comportamiento errático es fácil que aparezca con pequeñas presiones diferenciales cuando la velocidad es baja.

Algunas válvulas tienen diferente C_v con gas que con líquidos; la razón es menos importante que el hecho de que no suele haber información disponible para el usuario. El C_v publicado suele ser el de la prueba con agua. Se desconoce el error potencial en la fuente, pero $\pm 10\%$ sería una buena conjetura con gas en los escasos datos que hay. Por supuesto, sería bueno saber qué válvulas pueden sufrir esta irregularidad, pero rara vez se publica esa información.

Todos los factores de flujo para las válvulas de control se calculan con datos de presión tomados en las deriva-

ciones de presión corriente arriba y abajo de la válvula para muestra. En las normas para pruebas⁹ se especifica la ubicación de esas derivaciones.

Quienes están interesados en la exactitud en las predicciones del flujo, deben conocer algunos aspectos controvertidos en relación con estas mediciones de presión. Una de las controversias se relaciona con la colocación de la derivación o toma de presión de corriente abajo. Las normas especifican que deben ser de 6 diámetros de tubo corriente abajo, pero algunos ingenieros de pruebas insisten en que en algunas válvulas no ocurre la plena recuperación de presión hasta después de 10 diámetros de tubo (Fig. 5).

Otra controversia es en relación con el hecho de que las mediciones de presión se deben utilizar en forma directa para calcular C_v , x_T y F_L sin tolerancia para la caída de presión entre el lugar de la derivación y la válvula que se prueba. Estas pérdidas no compensadas en la tubería no son serias si el C_v nominal es menor de 20 veces el diámetro de entrada de la válvula elevado al cuadrado, en donde el diámetro se da en pulgadas ($C_v/d^2 < 20$).

En el caso opuesto, una válvula de bola de 4 in con C_v publicado de 1 280 tendrá una capacidad casi cuatro veces mayor que la predicha, salvo que el usuario ajuste los datos de caída de presión para incluir las pérdidas en la sección de tubo utilizada por el fabricante para las pruebas o, como opción, ajuste al valor del C_v publicado.* Entonces, en casos como éste, se deben excluir las pérdidas en el tubo de los factores de las válvulas.

Referencias

1. Numachi, F., Yamabe, M., Oba, R., Cavitation Effect on Discharge Coefficient of the Sharp-Edged Orifice Plate, (Discussion by J. W. Ball), *Trans. ASME, J. of Basic Eng., Mar.* 1960.
2. Burnell, J. B., Flow of Boiling Water Through Nozzles, Orifices, and Pipes, *Engineering* (London), Dec. 1947.
3. Brockett, G., King, C., Sizing Control Valves Handling Flashing Liquids, *Instruments*, July 1953.
4. Control Valve Sizing Equations, American Natl. Standards Institute/Instrument Soc. of America Standard S75.01, 1977.
5. Intl. Electrotechnical Commission Publication 534-2, first ed., Part 2. Section 1. Sizing equations for incompressible fluid flow under installed conditions, Geneva, 1978.
6. Othmer, D. F., *Ind. Eng. Chem., 40, No. 5, 886* (1948).
7. Stiles, G. F., "Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing," Texas A & M Symposium on Instrumentation for the Process Industries, Jan. 1964.
8. Spink, L. K., "Principles and Practice of Flow Meter Engineering," The Foxboro Co., Mar. 1967.
9. Control Valve Capacity Test Procedure, Instrument Soc. of America ISA-S75.02-1981.
10. Hutchison, J. W. (ed.), "Handbook of Control Valves," Instrument Soc. of America, 2nd. ed., 1976.
11. Sheldon, C., Schuder, C., Sizing Control Valves for Liquid/Gas Mixtures, *Instrum. Control Syst.*, Vol. 38, No. 1, Jan. 1965.
12. Driskell, L., Control Valve Selection and Sizing, Instrument Soc. of America, Research Triangle Park, N.C., 1983.

El autor



Les Driskell es ingeniero consultor especialista en sistemas y válvulas de control de procesos, con domicilio en 455 Greenhurst Drive, Pittsburgh, PA 15243. Ha ocupado puestos de supervisión en Dravo Corp., E.I. Du Pont de Nemours y Joseph E. Seagram & Sons. Es *fellow* de Instruments Soc. of America e ingeniero profesional registrado en Pennsylvania. Efectuó estudios de postgrado 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.

Estimación de la caída de presión en las válvulas de control de líquidos *

Los ingenieros que efectúan el diseño preliminar para la compra del equipo deben calcular a menudo las caídas de presión antes de hacer la selección final de las válvulas de control. Se presenta una técnica fácil de aplicar y que da buenos resultados.

Hans D. Baumann, H. D. Baumann Associates Inc.

Las bombas se suelen ordenar casi desde el principio de un proyecto de ingeniería, antes de especificar las válvulas de control. Pero a fin de hacer una selección adecuada de la bomba, el ingeniero debe calcular la caída de presión en las válvulas de control en la trayectoria del fluido bombeado.

Se han propuesto varias reglas empíricas para este fin, como asignar 33 % de la pérdida dinámica en la tubería o seleccionar una caída mínima de 15 psi.¹

Aunque estos métodos dan resultados razonables, pueden llevar a la selección de una bomba más grande de lo necesario que desperdicia energía en forma de cabalaje excesivo. En este artículo se sugiere un método alternativo: la selección de la caída de presión en la válvula como función de dos parámetros que ya debe conocer el ingeniero de proceso y que son la velocidad en el tubo con máximo flujo de diseño y máxima pérdida por fricción en el tubo y caída en la bomba (reducción de la carga de la bomba entre cero y máximo flujo de diseño).

El cambio total en la carga dinámica determina la capacidad relativa de la válvula y, por tanto, el estilo de ella, si es que se desea quedar dentro de ciertas relaciones de caída de presión en lo que respecta a la característica de válvula instalada y eficiencia, a la vez que la velocidad máxima en el tubo establece la caída de presión en la válvula. Con las gráficas y tablas se facilita determinar estos parámetros.

La velocidad en la tubería determina la caída de presión en la válvula

La determinación de la velocidad máxima en la tubería se debe hacer muy al principio del diseño para especificar el diámetro de tubo para el volumen máximo conocido de diseño que manejará el sistema y a fin de calcular la caída de presión en la válvula y accesorios.

Parece ser que no existe una regla universal. Aunque la tendencia, desde hace más de 20 años ha sido aumentar la velocidad del líquido en la tubería para reducir el costo de instalación, esta tendencia se ha invertido debido a la preocupación por el ruido aerodinámico. Por ejemplo, un tubo de 8 in cédula 40 radiará más de 90 dBa a 3 ft del tubo, por la turbulencia normal en los codos, accesorios, etc., si la velocidad en la tubería excede de 24 ft/s. Como resultado, un importante fabricante ha establecido la regla de no exceder una velocidad máxima en la tubería de 7 ft/s para líquidos.

El autor considera que se debería tener una regla más flexible, para asignar una velocidad más alta en sistemas de tubería pequeña, y viceversa, porque el nivel de presión de sonido (PNS) parece variar hasta en 20 veces el logaritmo del diámetro del tubo; es decir, para una velocidad dada, un tubo de 10 in será 20 dB más ruidoso que un tubo de 1 in del mismo espesor de pared.

Otros límites sugeridos que pueden estar en uso son: Crane Technical Paper No. 410 recomienda para aplicaciones de alimentación de calderas de 8 a 15 ft/s; succión de bomba, 4 a 7 ft/s; servicio general, 4 a 10 ft/s; servicio municipal de agua, hasta 7 ft/s. Los contratistas de ingeniería especializados en fábricas de papel permi-

*Este artículo está basado en un trabajo presentado antes de publicarlo en Texas A & M University, en Instrumentación Symposium for the Process Industries, patrocinado por la Facultad de Ingeniería Química de esa universidad.

Tabla I Valores típicos de C_v/D^2 (sin estrangulación con 90% de apertura)

Tipo de válvula	Guarnición con factor de 0.4 *	Relación de diámetro tubo: válvula		
		1	1.5	2
Globo asiento sencillo	4	10	4.2	2.3
Válvula cuerpo dividido	4.3	10.8	4.6	2.5
Globo asiento doble y macho giratorio excéntrico (Camflex)	5	12.6	5.4	3
Mariposa 1 a 3 in, jaula alta capacidad, abierta 60°	6.4	16	7	3.4
En Y y ángulo, flujo para cerrar	7.2	18	7.2	3.9
Bola configurada		25	8.8	4.5
Mariposa, tipo baja torsión, apertura total		32	12	5.2

* Para válvulas del tamaño de la tubería

ten velocidades hasta de 20 ft/s; una conocida fábrica de bombas sugiere 3 ft/s máximo para velocidad de succión y 5 ft/s máximo para descarga.

La velocidad máxima seleccionada para la tubería determina en forma indirecta la caída de presión en la válvula de control especifica seleccionada. En vez de preocuparse con el diámetro y tamaño reales de las guarniciones de la válvula, se considera que es mejor en una

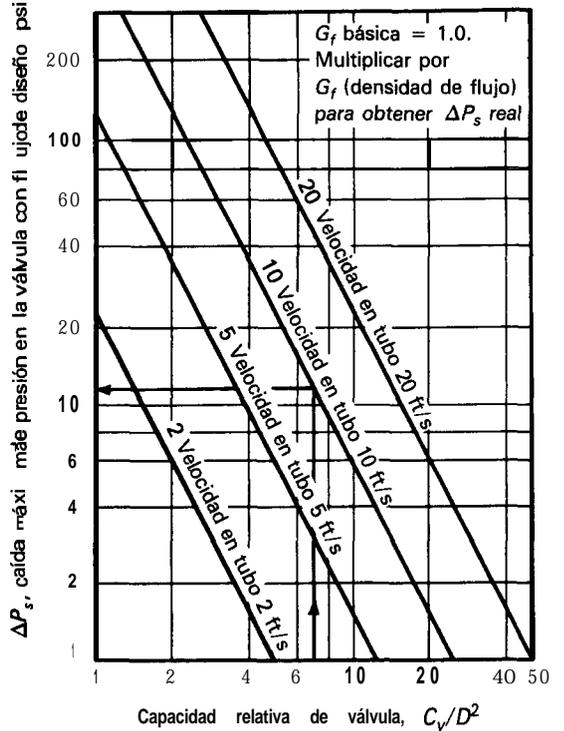


Fig. 2 Caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño

etapa temprana del proyecto seleccionar sólo un estilo de válvula con capacidad relativa conocida [que se considera como $C_v/(\text{diámetro de tubo})^2$] para relacionar la capacidad de la válvula con el diámetro del tubo en lugar del tamaño del cuerpo. La selección lógica del tipo de válvula puede ser por la restricción en el sistema (Fig. 1 y Tabla 1) o se puede seleccionar sobre la base de la experiencia con sistemas similares. El empleo de la capacidad relativa de la válvula, C_v/D^2 , permite al ingeniero de instrumentos una amplia selección posterior de válvulas del tamaño de la tubería, de válvulas con guarnición reducida o de orificio pleno que se suelen instalar entre reductores.

La antedicha relación entre la velocidad en la tubería, U y la caída de presión en la válvula, ΔP_o , con flujo máximo de diseño se puede expresar como sigue:

$$\Delta P_o = G_f V^2 / C_v^2 \quad (\text{psi}) \quad (1)$$

Desarrollo de la ecuación (3)

Con la ecuación básica para C_v (véase Norma ISA SP39.1)

$$\Delta P_o = \frac{G_f V^2}{C_v^2} \quad (\text{psi})$$

$$V = 60(D^2 \pi / 4)(Uk / 144)$$

$$V = 2.45 V D^2 \quad (\text{gpm})$$

Por tanto
$$\Delta P_o = \frac{G_f 2.45^2 U^2 D^4}{C_v^2}$$

y
$$\Delta P_o = \frac{6 U^2 G_f}{(C_v/D^2)^2} = (\text{psi})$$

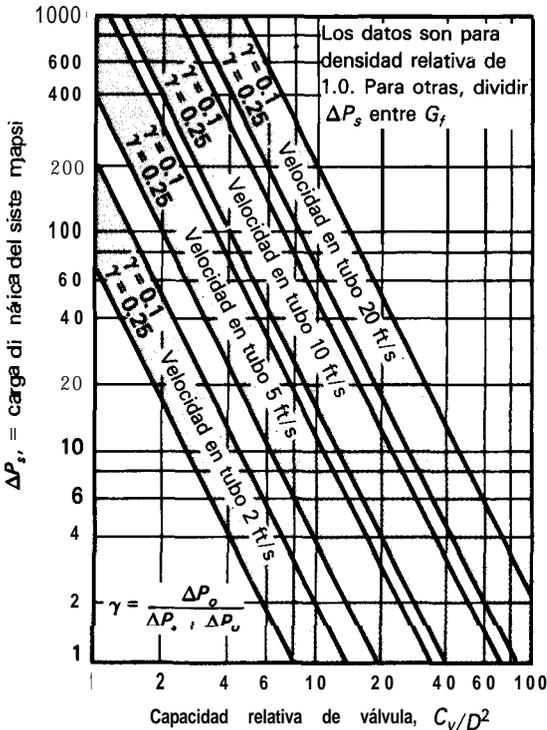


Fig. 1 Determinación de capacidad relativa de válvula de control

en donde $V = 60 \times$ superficie del tubo (ft²) $\times U \times k$ (gpm) (2)

($k = 7.48$ gal/ft³, $D =$ diám. del tubo, in)

Por tanto, ΔP_o se podría expresar como:

$$\Delta P_o = \frac{6U^2G_f}{(C_v/D^2)^2} \quad (\text{psi}) \quad (3)$$

Para los detalles del establecimiento de la ecuación (véase recuadro), la figura 2 indica los resultados que muestran la dependencia de la caída de presión en la válvula del cuadro de la velocidad máxima en el tubo y también del cuadro de la capacidad relativa de la válvula.

Característica de la válvula instalada

Con los datos de la figura 2, sería fácil seleccionar la caída de presión en la válvula en el supuesto del valor C_v/D^2 para el estilo preferido de válvula, con la información de la tabla I². Además, la información de la tabla 1 incluye un factor de seguridad de 10% sugerido por R. W. Moore¹ que tiene en cuenta las tolerancias generales de manufactura entre el C_v indicado en los catálogos y la capacidad real de flujo de una válvula dada.

Aunque este método simplificado da buenos resultados, es preferible decir que la selección de la capacidad relativa de la válvula (y en forma indirecta el tipo de válvula) con otros dos criterios:

a. Ahorrar caballaje en la bomba.

b. Mantener la ganancia del sistema lo más lineal que sea posible al limitar la distorsión de la característica inherente de la válvula.

Si se supone como limitación arbitraria que en el caso de a se perjudicará la eficiencia del sistema si la caída de presión en la válvula de control excede de 25% ($\gamma = 0.25$) de la carga dinámica total (fricción en el tubo más caída de la bomba más caída de presión en la válvula) y, por otra parte, se supone que la característica de la válvula instalada, incluso con macho de igual porcentaje, se vuelve demasiado lineal si la caída de presión en la válvula es menor de 10% (excepto con válvulas rotatorias con relevada capacidad inherente de cierre (>100 : 1) para las cuales se sugiere un límite de 5%) de la pérdida de carga dinámica ($\gamma = 0.10$), entonces la elección del C_v/D^2 disponible se vuelve muy estrecha, como se puede ver en la figura 1. Por ejemplo, la pérdida calculada de fricción en el tubo en un sistema dado con fluido que tenga densidad relativa de 1, es de 50 psi. La caída en la característica de la bomba se calcula en 28 psi, lo cual da una ΔP_s de 78 psi. Si se supone una velocidad

Tabla II Tabla para selección de caída de presión

Tipo de válvula	D/d	Velocidad en el tubo con flujo máximo de diseño								
		2 ft/s		5 ft/s		10 ft/s		20 ft/s		
		ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*	ΔP_s^*	ΔP_o^*	
Globo asiento sencillo	{	1	0.8	0.24	14	1.5	54	6	216	24
		1.5	12	1.3	77	8.5	308	34	1224	136
		2	42	4.7	260	29	1050	116	4180	465
Idem con guarnición de factor de 0.4	→	1	14	1.5	86	9.5	342	38	1370	152
Válvula de cuerpo dividido	{	1	1.8	0.2	12	1.3	47	5.2	189	21
		1.5	10	1.1	63	7	252	28	1010	112
Idem con guarnición de factor de 0.4	→	1	10	1.1	63	7	252	28	1010	112
		2	34	3.8	216	24	865	96	3460	385
Globo asiento doble y macho giratorio excéntrico (Camflex)	{	1	1.4	0.16	9	1	36	4	144	16
		1.5	7.5	0.83	47	5.2	189	21	755	84
		2	24	2.7	153	17	612	68	2450	272
Ambas con guarnición de factor de 0.4	→	1	23	2.5	54	6	216	24	865	96
Mariposa 1 a 3 in, jaula alta capacidad, abierta 60°	{	1	0.9	0.10	5.4	0.6	22	2.4	87	9.6
		1.5	4.5	0.50	28	3.1	112	12.4	450	50
		2	19	2.1	117	13	468	52	1870	208
Jaula con guarnición de factor de 0.4	→	1	5.4	0.60	33	3.7	135	15	540	60
Válvula en Y y en ángulo, flujo para cerrar	{	1	0.5	0.06	3.6	0.4	14	1.6	58	6.4
		1.5	4.3	0.48	27	3	108	12	432	48
		2	14	1.6	90	10	360	40	1440	160
Ambas con guarnición de factor de 0.4	→	1	4.2	0.47	26	2.9	108	12	432	48
Bola configurada	{	1	0.4	0.05	2.7	0.3	11	1.2	43	4.8
		1.5	2.7	0.30	17	1.9	69	7.6	270	30
		2	12	1.3	72	8	288	32	1150	128
Mariposa, apertura total	{	1	0.2	0.02	1.2	0.14	5.4	0.6	22	2.4
		1.5	1.4	0.16	9	1	36	4	144	16
		2	7.7	0.86	49	5.4	198	22	792	88

• Las cifras indican ΔP_s máxima (es decir, caída en la característica de la bomba y pérdidas por fricción en el tubo para $\gamma = 0.1$ y caída correspondiente de presión en la válvula ΔP_o)

Notación

C	Factor de corrección (Fig. 3)
C_v	Galones por minuto para una caída de presión de 1 psi en la válvula
D	Diámetro de la tubería, in
G_f	Densidad relativa en condiciones del flujo (agua a 60°F = 1)
k	Factor de conversión, 7.48 gal/ft ³
P_o	Caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño, psi (Fig. 7)
P_s	Caída de presión ocasionada por la fricción del tubo y la caída en la carga de la bomba, psi (Fig. 7)
S	Señal del actuador
U	Velocidad en el tubo con flujo máximo de diseño, ft/s
V	Volumen de flujo = $(60 \pi D^2/4) (Uk/144) = 2.45 UD^2$, gal/min
	Relación entre la caída de presión en la válvula con flujo máximo de diseño y caída de presión en la válvula con cerca de cero flujo.

en el tubo de 10 ft/s, se puede elegir (Fig. 1) entre una capacidad relativa de válvula de $8 C_v/D^2$ (limitación de la característica con válvula instalada) o un C_v/D^2 de 4.7 (la caída de presión en la válvula excede del 25% de la caída de presión en el sistema con menos de esta capacidad). Con los datos de la tabla 1 se tiene la elección entre:

Válvula Camflex o de globo de doble asiento con factor de guarnición de 0.4.
 $C_v/D^2 = 5$

Válvula Camflex o de globo de doble asiento con 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 5.4$

Válvula de jaula de alta capacidad, factor de guarnición de 0.4.
 $C_v/D^2 = 6.4$

Válvula de jaula de alta capacidad, con 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 7$

Mariposa abierta 60°, tamaño tubería 1/1.5.
 $C_v/D^2 = 7$

Válvula en Y 0 en ángulo, factor de guarnición de 0.4 ó 1/1.5 de tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 7.2$

Válvula de bola configurada, 1/2 tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 4.5$

Válvula de mariposa de baja torsión, totalmente abierta, 1/2 del tamaño de tubería.
 $C_v/D^2 = 5.2$

Si se supone que se selecciona una válvula de mariposa con 60° de apertura (instalada entre reductores de tubo y que produce un C_v/D^2 de 7) y al consultar la figura 2 se encuentra la caída de presión en la válvula es de 12 psi, que ahora se puede sumar a las especificaciones de la bomba (carga mínima de la bomba = $\Delta P_s + \Delta P_o = 78 + 12 = 90$ psi).

Los datos de las figuras 1 y 2 se han preparado para los tipos de válvulas de la tabla II. Esos datos representan la caída máxima dinámica permisible en el sistema, ΔP_s , en un sistema dado que tiene un estilo seleccionado de válvula, a fin de obtener una característica aceptable de flujo con válvula instalada. Para una velocidad máxima dada en el tubo, selecciónese el tipo de válvula que

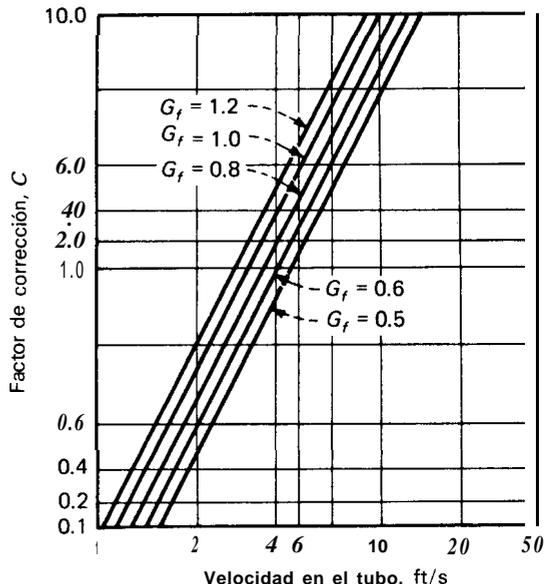


Fig. 3 Factores de corrección para velocidad y densidad relativa

tenga un valor ΔP_s mayor que el calculado para el sistema. Sin embargo, el siguiente valor disponible para AP, no debe exceder del real. Si ocurre así, entonces hay que seleccionar un estilo diferente de válvula o tolerar una caída de presión en la válvula de más del 25% de ΔP_s .

Para velocidades que no sean las indicadas en la tabla II o para una densidad relativa que no sea de 1, hay que dividir la ΔP_s real entre el factor de corrección C (tomado de la Fig. 3) para encontrar la ΔP_s en la tabla II en la columna de 10 ft/s. Después de encontrar la AP, correspondiente, se multiplica la cifra otra vez por el factor de corrección C para obtener la AP, real aplicable a las condiciones dadas de velocidad y de densidad relativa.

Ejemplo: $G_f = 0.8$, velocidad = 9 ft/s.

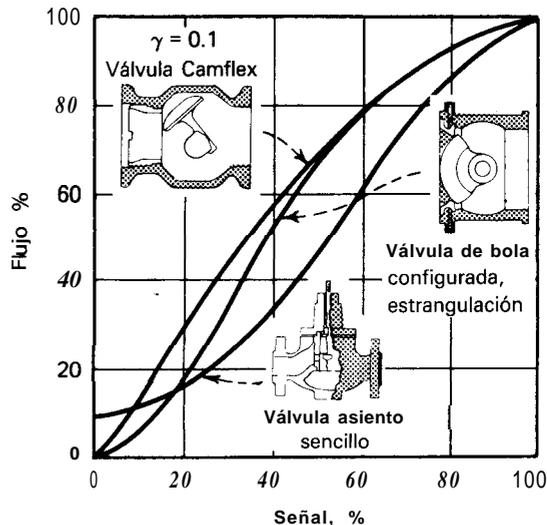


Fig. 4 Característica instalada de tres estilos típicos de válvulas, todas con flujo idéntico y característica de porcentaje igual

ΔP_s calculada = 80 psi; válvula preferida: globo, de asiento sencillo.

1. Factor de corrección, según la figura 3, para $U = 9$ ft/s y G_f de $0.8 = 0.65$.

2. ΔP_s para uso en la tabla II = $80/0.65 = 123$ psi.

3. En la tabla II aparece la ΔP_s inmediata superior de 308 psi para una válvula de globo instalada entre reductores de tubo con una relación de 1.5/1 entre el diámetro del tubo y de la válvula y con la velocidad de referencia de 10 ft/s; la ΔP_s correspondiente = 34 psi.

4. ΔP_s real = $34 \times C = 34 \times 0.65 = 22.1$ psi.

5. Especificáse una carga mínima de la bomba de 80 psi (ΔP_s) + 22.1 psi (ΔP_o) más la carga estática, si la hay.

La ΔP_s dada en la tabla II está limitada intencionalmente a una pérdida máxima de carga dinámica para una relación γ de 0.1. Esto refleja, en realidad, el criterio básico que debe utilizar el ingeniero, es decir: ¿Cuál es la mínima caída posible de presión que resistirá la válvula (para un control satisfactorio) a fin de reducir el tamaño de la bomba y ahorrar cabalaje para bombeo? Las válvulas de control modernas no tienen requisitos mecánicos que exijan cierta caída mínima de presión en ella por razones de estabilidad, histéresis u otras. Por tanto, la única necesidad real de esa caída mínima de presión es mantener una característica razonable con válvula instalada (la ganancia del elemento final de control con respecto al sistema de control). La ganancia del control se define como la pendiente en la característica de la válvula instalada.

En la mayor parte de los sistemas, la ganancia ideal de la válvula de control debe ser constante, es decir, debe existir una relación lineal entre la señal del actuador y el flujo en el sistema. Sólo en los bucles en donde la entrada de señal del transmisor no es lineal, como en los medidores del tipo de orificio, se necesita un control no lineal de ganancia de la válvula. No obstante, con la limitada elección de características disponibles para válvulas de control cabe esperar una fuerte distorsión aún en este caso, si la relación γ (caída en la válvula con flujo pleno dividida entre la caída total de presión en el sistema) es menor de 0.1.

Para ilustrar ese aspecto, en la figura 4 se muestran las características reales de la válvula instalada para tres estilos de uso común. Las válvulas seleccionadas son una de globo de asiento sencillo con 90 % de apertura, una rotatoria con macho excéntrico con 75 % de apertura y una válvula de bola configurada para estrangulación, instalada entre reductores y de 1/1.5 el tamaño de la tubería. Todas tienen característica de porcentaje igual y se utilizan para la misma capacidad de flujo.

Como se verá, es muy notoria la limitación inherente en la capacidad de cierre en la válvula de globo y el control es imposible con menos de 10% de flujo. Por otra parte, las válvulas rotatorias modernas tienen una mejor característica instalada y una capacidad real de cierre utilizable hasta alrededor del 1% del flujo en el sistema, debido a su elevada capacidad de cierre *inherente*.

Quizá una presentación más significativa sería trazar la ganancia contra el porcentaje de flujo (datos de la Fig. 5). Si se supone en forma arbitraria que un sistema dado

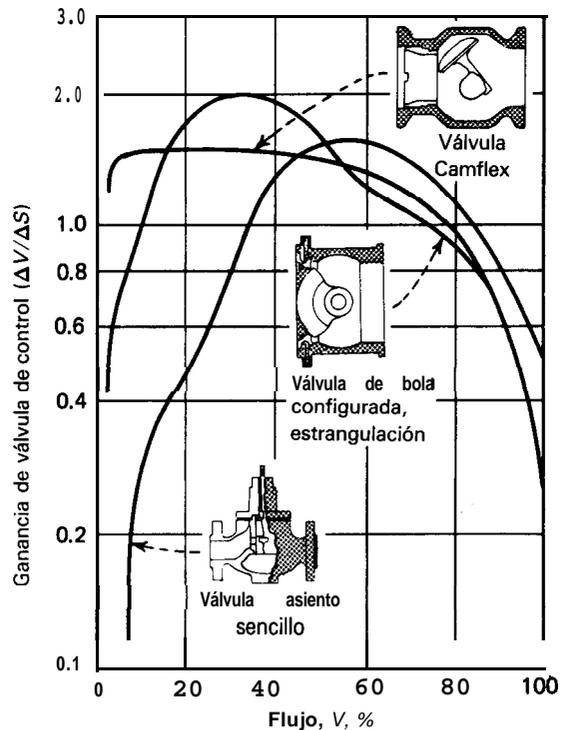


Fig. 5 Ganancia instalada de tres estilos de válvulas todas con característica de flujo de % igual a flujo idéntico de diseño

de control producirá control estable y aceptable con una ganancia de la válvula de control que varíe entre 0.5 y 2, es decir, ± 2.1 , entonces la válvula de macho giratorio excéntrico podría funcionar con un flujo desde casi cero hasta 95 %, la válvula de globo configurada entre 2 % y 95 % de flujo (aunque la válvula de globo tiene cierta desventaja por la distorsión adicional de la característica inherente con los reductores adyacentes de tubo típica de todas las válvulas con C_v alto); la válvula de globo, sólo de 21% a 99% de flujo. Estos datos indican que, según sea la instalación particular, una relación γ de 0.1 ya podría ser demasiado baja para las válvulas de globo típicas, pero las válvulas rotatorias modernas darían características aceptables de ganancia con relaciones γ de sólo 0.05, es decir, con una caída de presión en la válvula de sólo 5% del cambio total en la carga del sistema (Fig. 6).

Ejemplo aplicable

Por ejemplo, en una aplicación típica en un despropanizador, una bomba tiene que hacer circular propano hacia la torre de reflujo a una altura equivalente a 20 psi; la caída máxima en el tubo y los accesorios con el volumen máximo de diseño es de 18 psi; se calcula que la caída en la carga de la bomba es de 10 psi. La pérdida dinámica total, ΔP , en el sistema, es por tanto, de 28 psi. La velocidad calculada en el tubo es de 10 ft/s. Dado que la densidad relativa es de 0.5 se anota $0.5 \times 28 = 14$ psi de ΔP , en el lado izquierdo de la gráfica de la figu-

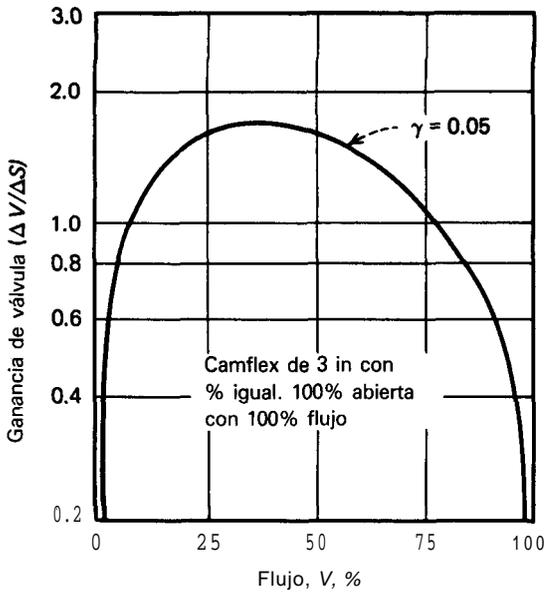


Fig. 6 Característica de ganancia instalada de válvula Camflex de 3 in, con relación de sólo 0.05 (caída de presión con apertura total, sólo el 5% de la caída cerca de posición cerrada)

ra 1 y se encuentra que para 10 ft/s se podría seleccionar C_v/D^2 entre 11 y 19 sin salirse de los límites recomendados. Como se trata de una instalación pequeña, se selecciona una válvula de globo de asiento sencillo.

Con el empleo de un C_v/D^2 de 10 de la tabla 1 se encuentra, en la figura 2, una caída de presión de 6 psi para el agua. Se multiplica por una densidad relativa de 0.5 para dar una caída real de 3 psi en la válvula de control. La carga total de la bomba que se debe seleccionar es ahora de una pérdida dinámica de 28 psi + 3 psi de caída en la válvula + 20 psi por la altura de bombeo, lo cual hace que la carga mínima requerida sea de 51 psi.

Después de incluir algún factor de seguridad, el siguiente tamaño de bomba estándar que se puede escoger tiene una carga de 60 psi, que así se debe especificar. Téngase en cuenta que el ingeniero de proceso debe **sumar** esta carga adicional a la caída de presión en la válvula en sus especificaciones, que utilizará el ingeniero de instrumentos para seleccionar la válvula definitiva. La caída real de presión para determinar el tamaño, según la calcula el ingeniero de instrumentos para la selección final, sería de 60 psi menos un factor de seguridad supuesto de 10% (6 psi) y menos 48 psi por pérdida dinámica y la altura, que equivale a 6 psi. Este aumento en la caída real de presión hace cambiar la capacidad requerida en la válvula por la raíz cuadrada de la relación entre la caída de presión original y la real. Por tanto, la capacidad requerida es $10 C_v/D^2$ multiplicada por $\sqrt{3/6}$, o sea, $7.1 C_v/D^2$. Esto significa que la válvula seleccionada originalmente funcionará con una carrera del 70% o que se debe seleccionar una válvula de otro estilo o más pequeña.

La característica inherente de flujo más deseable depende de la relación γ que en este caso = $\Delta P_o / (\Delta P_s +$

$\Delta P_s) = 6/34 = 0.177$, lo que indica que la más deseable es una característica de porcentaje igual.

Se debe tener en cuenta que los factores de seguridad y el redondeo de la carga de la bomba siempre **aumentan** la caída final en la válvula. Ésta es una razón prudente más para seleccionar una relación γ lo más baja que sea posible, es decir, para empezar, con una pequeña caída de presión en la válvula.

Aspectos económicos

Como se explicó, la limitación para seleccionar la mínima caída de presión (ΔP_s) con la válvula instalada es la preocupación por sus características. El límite superior se controla cuando se desea tener gastos razonables de operación (caballaje de la bomba.) Roby y Simon⁵ han investigado con minuciosidad la relación entre los gastos de operación de la bomba y el tamaño de la válvula (AP de la válvula) y llegaron a la conclusión de que la caída de presión (ΔP_s) con la válvula totalmente abierta se debe limitar a 15 psi para sistemas con bombas hasta de 47 hp (con carga de menos de 240 psi). Para más de 47 hp, la caída debe ser más baja. Aunque ese estudio no tomó en cuenta la disponibilidad de las válvulas de los tipos más modernos, tiene una actualidad razonable. Para poder entender los aspectos económicos, se debe tener en cuenta que cuesta 0.08 dólares anuales por cada galón bombeado contra una caída de presión de 1 psi, con base en una eficiencia de 60% de la motobomba, y 0.012 dólares por kW, con densidad relativa de 1.

Si se supone un sistema con un flujo promedio de 500 gpm, el costo anual de una caída de presión de 10 psi es de 400 dólares; el ahorro obtenido en un periodo de

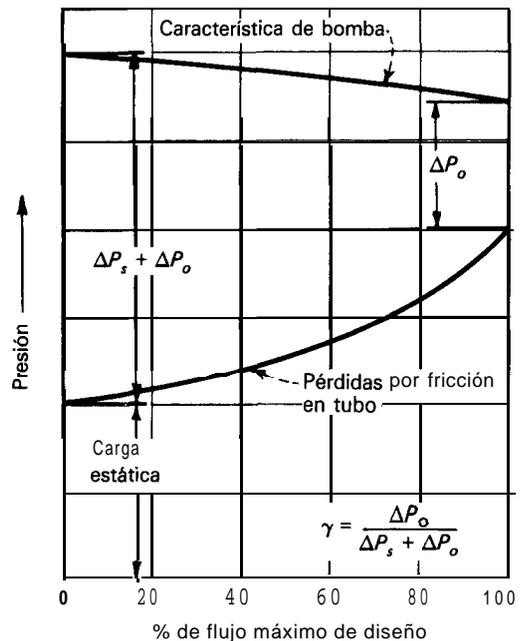


Fig. 7 Diagrama de cambio de carga para sistema típico de bombeo

2 años pagaría la diferencia en el costo *instalado* entre una válvula de control de 4 in y una de 3 in (10 psi ΔP_1 contra 20 psi ΔP_2).

El límite superior sugerido para AP_1 , de 25% de caída en el sistema es arbitrario y como se puede observar por lo precedente, ya podría ser demasiado alto para sistemas de bombeo con una carga de 60 psi. El intervalo entre $\gamma = 0.1$ y $\gamma = 0.25$ se seleccionó principalmente porque abarca, más o menos, la diferencia en C_v/D^2 entre tamaños sucesivos de válvula. Con referencia a la figura 1, siempre se debe empezar en la línea de $\gamma = 0.1$ hacia la izquierda para escoger el siguiente tamaño disponible de válvula (C_v/D^2).

Resumen

Para encontrar la caída de presión para la válvula de control aplicable para fines de selección de la bomba, se deben seleccionar el estilo básico y la capacidad relativa de flujo de la válvula, con la conocida carga dinámica del sistema (fricción del tubo y caída de la bomba). Seleccionese una capacidad de válvula cercana a $\gamma = 0.1$ (excepto para las de globo convencionales y en ángulos si la capacidad de cierre o reducción deseada con la válvula *instalada* debe ser mayor de 5:1). Esto se logra con una caída más o menos *pequeña* de presión en la válvula. *Nota:* Los factores de seguridad agregados en la bomba siempre aumentan la caída final de presión de la válvula.

Una vez seleccionado el estilo de válvula, la caída de presión se expresa como función de la velocidad conocida en el tubo, y cuando se suma a las pérdidas del sistema más altura, puede determinar la carga requerida en la bomba.

Esta recomendación permitirá una selección más económica de la caída de presión en la válvula, en particu-

lar si se aprovecha la ventaja de la amplia capacidad de cierre de las válvulas rotatorias, que funcionan bien con una relación de caída entre la válvula y el sistema de sólo 0.05. Asimismo:

■ Los cálculos indican que no todos los estilos de válvulas son intercambiables para condiciones dadas de flujo si se desea que la relación γ permanezca entre 0.25 y 0.01.

■ Las válvulas de control convencionales no son muy adecuadas para ahorrar caballaje en la bomba, porque su deficiente capacidad inherente de cierre sólo permite una gama reducida de reducción por los grandes cambios en la ganancia con bajas relaciones γ .

Referencias

1. Moore, R. W., Allocation of Valve Pressure Drop, Paper 6. 1, First ISA Final Control Elements Symposium, Wilmington, Del., Apr. 1970.
2. Liptak, Bela G., "Instrument Engineers' Handbook, Vol. II, Process Control," Chilton Book Co., Philadelphia, p. 44.
3. Boger, H. W., The Effect of Installed Flow Characteristic on Control Valve Gain, ISA Paper 68-920, Oct. 1969.
4. Buckley, P. S., Selection of Optimum Final Element Characteristics, Proceedings of 5th National Chemical & Petroleum Instrumentation Symposium, Wilmington, Del., May 1964.
5. Roby, M. A., Simon, H., Pump and Control Valve Design Determined by Minimum Cost, ISA Paper 3-SF60, May 1960.

El autor



Hans D. Baumann, presidente de H. D. Baumann Associates, Inc., 35 Mirona Rd., Portsmouth, NH 3001, antes fue vicepresidente de tecnología en Masoneilan International, Inc. Es un experto reconocido en válvulas de control en todo el mundo; posee más de 40 patentes de Estados Unidos y ha publicado más de 50 artículos. Recibió su título como ingeniero industrial en Alemania y efectuó estudios de postgrado en Western Reserve University y en Northwestern Institute.

Sección IV

Válvulas de operación manual y automática

Selección de válvulas manuales para plantas de proceso

Válvulas de operación manual

Actuadores mecánicos para válvulas

Selección de válvulas manuales para plantas de proceso

Se presenta un comentario de los pro y contra de cada tipo importante de válvulas de control manuales (incluso válvulas de retención).

Dexter T. Cook, Fluor Engineers and Constructors, Inc.

Una válvula se utiliza para controlar el flujo de un fluido en un tubo o en un ducto. El requisito de control puede ser de paso y corte, estrangulación (modulación del flujo), reducción de la presión del fluido, etc. En este artículo se describirá la selección de válvulas manuales y de válvulas de retención para las industrias de procesos químicos.

Es más fácil que un joven ingeniero de procesos encuentre un símbolo de válvulas en un plano antes de que localice una válvula real en el proceso. En los planos y dibujos, todas las válvulas se ven iguales. En realidad, el símbolo puede representar algo tan sencillo como una válvula de cierre en la tubería de agua en una casa o una válvula de 25 ft de altura y que pese 5 toneladas, como en el caso de una válvula de 36 in.

Aunque en este artículo se trata de presentar una guía para la selección de la válvula idónea para un servicio específico, no se pueden contestar todas las preguntas. Los casos especiales necesitarán estudiar las publicaciones y catálogos de los fabricantes, consultar con los proveedores o consultores o estudiar los diagramas de flujo o especificaciones de instalaciones existentes.

A fin de seleccionar la válvula adecuada para un servicio determinado el ingeniero debe estudiar cada operación que debe efectuar la válvula y las condiciones limitadoras de sus funciones. En casi todos los casos se selecciona una válvula disponible en el comercio. Se solicitan cotizaciones, para esa válvula o su equivalente, a los fabricantes preferidos.

La válvula que se utilizará en la construcción de la planta se selecciona después de evaluar las propuestas y se incluye en las especificaciones de la tubería. Las si-

guientes consideraciones respecto al proceso servirán para seleccionar la válvula para un servicio particular:

- Límites de temperatura de diseño
- Límites de presión de diseño
- Requisitos de control
- Caída de presión permisible
- Características corrosivas del fluido
- Posibilidades de erosión
- Posibilidades de obstrucción
- Peligros de las fugas
- Conservación del calor

Cualquiera que sea el tipo de válvula que se seleccione, todas tienen características comunes como:

1. Superficies correlativas que actúan como sellos para cortar el paso en la válvula. Esto suele requerir un sello fijo y uno movable.
2. Un componente que sobresale del cuerpo y que mueve el asiento movable, que suele ser el vástago.
3. Una empaquetadura o sello para el vástago para evitar pérdidas de fluido cuando el vástago sale del cuerpo de la válvula.
4. Un volante o aparato similar para ayudar en el movimiento del vástago.
5. Un conducto para paso del fluido por la válvula. La configuración del conducto define el tipo de control que se puede esperar.

Materiales de construcción

El material de construcción para una válvula está restringido por las características corrosivas y erosivas del fluido y también por la temperatura y presión de diseño.

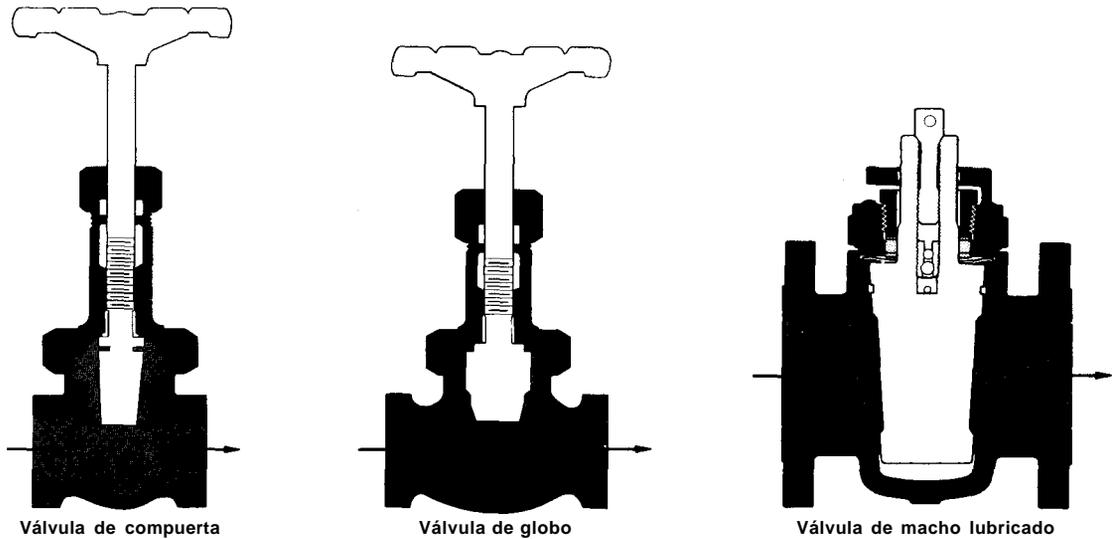


Fig. 1 Trayectorias de flujo en algunas válvulas comunes: compuerta, globo y macho lubricado

Cuando se tienen en cuenta estos factores, se puede determinar la aceptabilidad de un solo material de construcción, pero por lo general hay elección de más de uno. La selección definitiva del material se suele basar en los aspectos económicos.

Los cuerpos y los componentes individuales de las válvulas se fabrican con muchas aleaciones diferentes, lo cual da más libertad para la elección. Las sugerencias de materiales para buen número de servicios específicos aparecen en la sección "Materiales de construcción del *Manual del Ingeniero Químico* (Perry y Chilton, Libros McGraw-Hill de México), "Corrosion Data Survey" publicada por National Assn. of Corrosion Engineers y la sección "Metales y materiales" de los catálogos de los fabricantes. Además, muchas empresas tienen personal especializado que puede asesorar en los problemas específicos de corrosión.

Las tablas y gráficas de corrosión son útiles para una selección general de los posibles materiales de construcción pero no aseguran la elección correcta para una aplicación particular. Siempre se debe tener cuidado al utilizar las recomendaciones de resistencia a la corrosión pues ésta, con cualquier material (metales en particular), se puede alterar por las cantidades de huella de muchas sustancias diferentes. Los datos de pruebas dinámicas, en que las muestras se someten a los fluidos que se van a manejar durante la operación real, son preferibles a los datos generales de resistencia a la corrosión.

Las propiedades del metal establecen los límites físicos de funcionamiento en la válvula. Dentro de determinados valores, se puede trabajar con una presión más alta con sólo aumentar el espesor de pared del cuerpo y de la válvula en general. Sin embargo, se debe tener en cuenta que la presión permisible de trabajo para una válvula determinada se reduce con el aumento de temperatura. En la tabla 1 se presentan algunas limitaciones generales para el servicio, que se deben considerar como una guía aproximada.

Para cada clase de material enumerado en la tabla 1 hay muchas composiciones de aleación y técnicas de fabricación distintas y puede ser posible excederse de esos

límites en ciertas condiciones. Las presiones permisibles en los sistemas de tubería se determinan con la capacidad de las bridas. Las válvulas y sus bridas se fabrican con capacidades estándar para que concuerden con las bridas de tubo en el sistema.

Las bridas para tubo se fabrican de acuerdo con los códigos del American National Standards Institute (ANSI) que especifican la presión permisible de trabajo de una brida a la temperatura indicada. La presión permisible de trabajo es mayor que la del código ANSI con temperaturas menores a la especificada y más baja con temperaturas más altas. Se debe consultar la edición más reciente del Código ANSI B31.3 "Tubería para plantas químicas y refinerías de petróleo", para determinar si es adecuada para una aplicación particular.

Guarniciones (Interiores): Las aleaciones especiales son costosas y algunas son difíciles de producir debido a sus

Tabla 1 Límites típicos de temperatura y presión de diversos materiales de válvulas

Material	Límites típicos de temperatura		Límites típicos máximos de presión, psig
	Mín., °F	Máx., °F	
Aluminio	-325	400	300
Latón	-400	450	300
Bronce	-400	550	300
Hierro fundido	0	350	200
Acero fundido	-20	1000	6000
Hierro dúctil	-20	650	6000
Acero forjado	-20	850	50000
Acero al níquel	-150	100	50000
Acero inoxidable 18-8	-325	600	50000

propiedades físicas. Si se especifican para toda la válvula a fin de tener protección contra la corrosión y la erosión, el costo sería prohibitivo. Se pueden lograr ahorros si el cuerpo de la válvula es de un material de precio reducido y con resistencia razonable y con el empleo de las aleaciones costosas sólo en las superficies de asentamiento.

El problema de la erosión con temperaturas o presiones altas se puede resolver a veces con el empleo de válvulas de acero con guarniciones de aleación. La guarnición es un revestimiento depositado por soldadura en el metal base del disco, anillos de asiento en el cuerpo o vástago y está destinado a proteger la válvula en los puntos de máximo desgaste.

Hay válvulas disponibles con diversas aleaciones para las guarniciones que prolongan la duración cuando están hechas con metales base menos costosos. Por ejemplo, las condiciones muy severas, como en las plantas generadoras de vapor que funcionan a temperaturas muy altas, se pueden satisfacer con guarniciones de Stellite para válvulas de acero, pues la dureza Brinell 375 de esa aleación casi no se altera aunque esté al rojo. La Stellite para este servicio es aleación de cobalto-cromo-tungsteno de gran resistencia a la abrasión, pegadura y ludimiento. Las composiciones, usos y propiedades de la Stellite y muchos otros materiales se describen en la sección "Materiales de construcción" del *Manual del ingeniero químico* (Perry y Chilton, Libros McGraw-Hill de México).

Las guarniciones también protegen las superficies de asentamiento contra la corrosión cuando la contaminación de la corriente de proceso por una ligera pérdida del metal base del cuerpo es insignificante.

Materiales no metálicos. Hay varios tipos de válvulas hechas con una variedad de materiales no metálicos que permiten el manejo de fluidos que corroen muchos metales. Gran parte de los materiales no metálicos tienen buena resistencia a los productos químicos y características físicas satisfactorias. Las válvulas hechas con estos materiales tienen un costo razonable y son sustitutos adecuados de los metales en servicio corrosivo, pero a expensas de algunas de las ventajas de los metales pues necesitan soportes especiales, se rompen con facilidad y tienen límites bajos para temperatura y presión.

Se utilizan muchos plásticos para esta aplicación, que se venden con una marca registrada que no siempre indica su composición. Se han hecho aseveraciones engañosas de las propiedades de algunos plásticos y se deben obtener datos de pruebas antes de especificarlos. Algunos materiales comunes para válvulas son resinas de furano, vidrio, grafito impregnado, resinas fenólicas, poliolefinas, cloruro de polivinilo (PVC), porcelana y caucho.

Revestimientos. Los requisitos de servicio de las válvulas que necesitan el empleo de materiales costosos o no rígidos para resistencia a la corrosión o protección contra la contaminación, se pueden satisfacer con el revestimiento completo del interior de una válvula metálica con el material específico, a fin de que el fluido del proceso no haga contacto con el metal base del cuerpo. Algunas válvulas de este tipo son estándar y se pueden ordenar por número de catálogo, aunque el revestimiento se puede aplicar en una válvula dada. Algunos fabricantes tienen

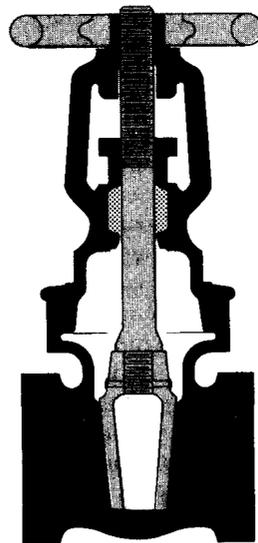


Fig. 2 Válvula de compuerta, disco macizo, vástago y yugo externos

válvulas estándar con revestimientos de Saran, Kynar, Teflón y poliolefinas.

Precauciones al especificar las válvulas

Debido a que las válvulas se utilizan para una extensa variedad de aplicaciones se utilizan demasiados "aditamentos" casi inútiles. Constantemente aparecen en el mercado nuevos modelos de válvulas para necesidades especiales y los servicios para los que están destinados abarcan parte de los de otros tipos de válvulas. Por tanto, el ingeniero se enfrenta a una creciente complejidad para la elección.

La selección de una válvula particular que podría haber sido la mejor ayer, quizá no lo sea hoy por la introducción de un diseño mejorado. Sin embargo, es el mismo problema con que se topa al seleccionar cualquier equipo y el ingeniero debe estar alerta para no elegir un nuevo tipo de válvula poco probado en lugar de otro que la experiencia y tiempo de uso en servicio similar indica que es satisfactoria. El nuevo modelo puede ser mejor, pero hasta que no lo compruebe, siempre hay el peligro de que su selección demore el arranque o cause futuros problemas en la planta.

Los factores económicos en la selección de una válvula van más allá de su costo original. Hay que tener en cuenta el mantenimiento y el costo de la pérdida de producción por la falla de la válvula o del paro del equipo para reemplazo, que pueden anular la diferencia en costo entre una válvula de calidad y otra de menor precio inicial.

SERVICIO DE PASO Y CIERRE

La mayor parte de las válvulas manuales en las plantas de procesos químicos están en servicio de paso y cierre. Los nombres generales de algunas válvulas en este servicio son:

Válvulas de cierre. Se aplica a válvulas que están normalmente abiertas para permitir flujo pleno, pero que se pueden cerrar para desviar el flujo para otra operación o para aislar un equipo para mantenimiento.

Válvulas para muestreo. Se emplean para extraer muestras de fluidos de los recipientes o las corrientes de proceso; suelen estar cerradas excepto al tomar las muestras.

Válvulas de respiración. Se suelen colocar en el punto más alto de una tubería, recipiente u otro equipo para permitir la descarga de vapores o gases y pueden estar abiertas durante el funcionamiento normal. Casi todos los sistemas necesitan, cuando menos, una válvula de respiración para expulsar al aire durante el arranque de la planta y para descargar los vapores del proceso antes de la inspección y mantenimiento.

Válvulas de drenaje. Están colocadas en un punto bajo en la tubería, recipiente u otro equipo para descargar los líquidos del sistema. En condiciones normales, están cerradas y sólo funcionan ocasionalmente. Casi todos los sistemas necesitan, cuando menos, una válvula de drenaje para eliminar el líquido de las pruebas hidrostáticas y para descargar los fluidos del proceso cuando ocurre el paro.

Válvulas de purga. Son pequeñas y se colocan en sistemas en donde se espera un cierre de cuando en cuando mientras están sometidos a presión. La válvula de purga permite desahogar con seguridad la presión en el sistema aislado con la descarga de vapores o líquidos antes de abrirlo para inspección o mantenimiento o para purgar un fluido antes de introducir otro.

Además, las válvulas de purga se suelen instalar entre dobles válvulas de cierre; se abren para evitar la mezcla de fluidos diferentes en dos sistemas separados por las dos válvulas de cierre colocadas en serie.

Válvulas de descarga. Son para la descarga rápida del fluido de un recipiente u otro equipo. Esta válvula se coloca en el punto bajo del equipo y es diferente a la válvula de drenaje, porque se emplea cuando hay urgencia de descargar el fluido. Por esta razón la válvula de descarga es de apertura rápida y de un tamaño para mayor volumen que la de drenaje.

Existen muchos diseños diferentes de válvulas para servicio de paso y cierre para los distintos fluidos de proceso y la gran variedad de condiciones de operación. Algunos de los tipos comerciales de ellas son:

Válvulas de compuerta

La válvula de compuerta es de flujo rectilíneo (Fig. 1a). La barrera al flujo es un disco o una represa en forma de cuña que se desliza en ángulo recto con el sentido del flujo y tiene asentamiento hermético en el cuerpo (Fig. 2). Cuando este tipo de válvula está parcialmente abierta, tiene una abertura en forma de media luna que cambia con gran rapidez su superficie con un ligero ajuste del volante, lo cual la hace indeseable para control parcial del flujo.

Esta designación se subdivide además para distinguir entre vástago elevable o no elevable, cuña maciza y disco doble, rosca interna y vástago con rosca externa, bo-

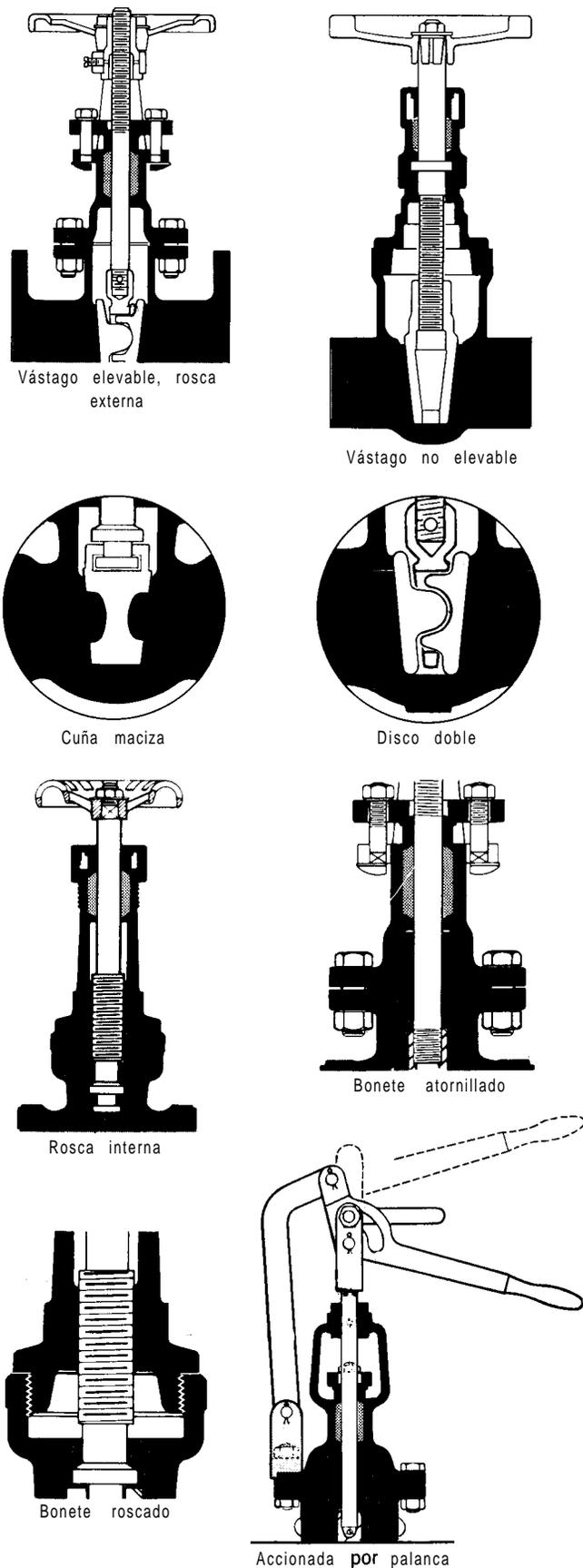


Fig. 3 Algunas de las muchas variantes de tornillos, bonetes y discos de válvulas de compuerta

nete atornillado o roscado, volante y palanca para accionar el vástago, etc. (Fig. 3).

Ventajas. El tipo de cierre es tal que el cuerpo de la válvula de compuerta es de perfil delgado comparado con otros tipos de válvulas, lo cual produce menor masa del cuerpo y un costo más bajo, en especial en las válvulas de tamaño mayor.

Su corta dimensión entre carga y cara permite instalarla en tubos con menor espacio que casi todas las otras válvulas.

El flujo rectilíneo y la zona para flujo pleno, que es de la misma configuración que la tubería, sólo agrega una caída de presión muy pequeña en la tubería.

No se requiere lubricante en la cara de las piezas móviles internas, con lo cual no hay riesgo de contaminar el fluido de proceso.

Desventajas. El asiento es parte integral del cuerpo y produce una cavidad que puede retener sólidos y evitar el cierre completo de la válvula. Por ello, las válvulas de compuerta que se suelen preferir para servicio limpio son indeseables para la mayor parte de las pastas fluidas.

Las fugas del fluido por el portaempaquetadura son un problema inherente en estas válvulas que las hace indeseables en servicios con materiales muy tóxicos o inflamables. El problema con la empaquetadura se hace más serio cuando aumentan la temperatura o la presión.

Estas válvulas no se pueden utilizar cuando se requiere modulación del flujo. Para el momento en que la válvula está abierta entre 5% y 10%, el flujo ya es el 85% al 95% del que hay con apertura total. La velocidad en la apertura en forma de media luna abierta 5% a 10% es muy alta y el disco no está diseñado para resistir la fuerza erosiva resultante.

Válvulas de macho

La válvula de macho es de flujo rectilíneo (Fig. 3). En el conducto para flujo está colocado un macho cónico con

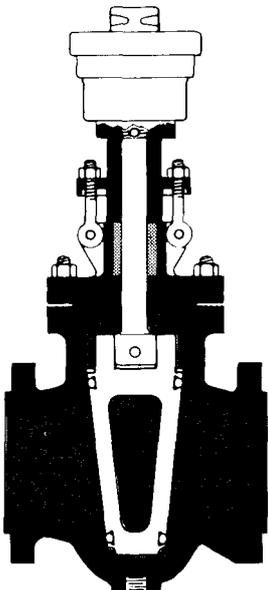


Fig. 4 Válvula de macho en posición cerrada

una abertura de fundición o taladrada (Fig. 4). Un giro de 90° ($\frac{1}{4}$ de vuelta) del macho abre o cierra el conducto. Esta válvula es de construcción sencilla y una de las más antiguas que se conocen. La abertura del macho puede ser de cualquier tamaño o configuración. Puede ser circular y tener superficie de flujo pleno igual que la de la tubería. Pero también se puede lograr esa misma superficie para flujo si el macho tiene una ranura de mayor profundidad que el diámetro interior del tubo, con lo que se reducen el diámetro del macho y el costo de la válvula.

El macho puede tener cortes o aberturas de otro tipo para permitir tres o cuatro conexiones con la tubería y una gran variedad de combinaciones de flujo. Muchas válvulas de macho se lubrican con grasa especial, que se aplica a presión por la parte superior del macho y por las ranuras para lubricante hasta la parte inferior, con lo cual las caras del macho y del asiento frotan contra la grasa con cada giro del macho.

Ventajas. La válvula de macho tiene pocas piezas y es de mantenimiento sencillo.

La apertura o cierre totales se logran con $\frac{1}{4}$ de vuelta del macho. Las válvulas pequeñas se accionan con una palanca o con una llave de tuercas que se giran en un arco de 90°, con lo que son de apertura rápida.

El flujo es aerodinámico y aumenta muy poco la caída de presión en la tubería.

Debido a que el asiento no permite que se acumulen sólidos que traben el macho, son útiles para servicio con pastas fluidas, con líquidos y vapores.

Desventajas. Se puede arrastrar el lubricante de la cara del macho y contaminar la corriente del proceso.

Aunque hay muchos lubricantes disponibles, algunos fluidos de proceso de muy baja lubricidad disuelven con rapidez el lubricante y permiten que el macho se pegue y se raye. La válvula de macho con camisa de Teflón, que no requiere lubricante, puede eliminar este problema.

Una parte del líquido de proceso queda atrapada en el conducto en el macho cada vez que se cierra la válvula; además, ocurre contaminación del fluido de proceso con machos de orificios múltiples.

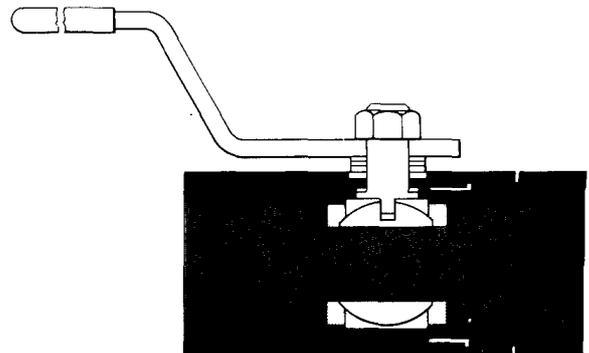


Fig. 5 Válvula de bola pequeña, accionada por palanca, abierta del todo

Válvulas de bola

La válvula de bola es una modificación de la válvula de macho. El flujo se regula con la rotación de un elemento esférico o bola en lugar de un macho cónico y el conducto en la esfera es de la misma forma y superficie seccional que la tubería (Fig. 5). Están disponibles en una gran variedad de materiales.

Ventajas. La válvula de bola tiene pocas piezas y es de mantenimiento sencillo.

La apertura o cierre totales se obtienen con $\frac{1}{4}$ de vuelta de la bola.

El flujo en la tubería no tiene interrupción y la válvula aumenta muy poco la caída de presión en el sistema.

Esta válvula es muy adecuada para servicio con pastas fluidas y sólidos fluidificados.

Desventajas. La dimensión total de cara a cara es mayor que en casi todos los demás tipos de válvulas y requiere más espacio en el sistema de tubería.

Una parte del fluido de proceso queda atrapado en el conducto cada vez que se cierra la válvula.

La configuración del conducto lo hace impráctico para diseño de orificios múltiples, salvo que la válvula sea de menor tamaño que el de la tubería o se pongan reductores.

Válvulas para tanques con fondo plano

Esta válvula es para controlar el flujo de un líquido o pasta fluida desde el fondo de un recipiente. Se distin-

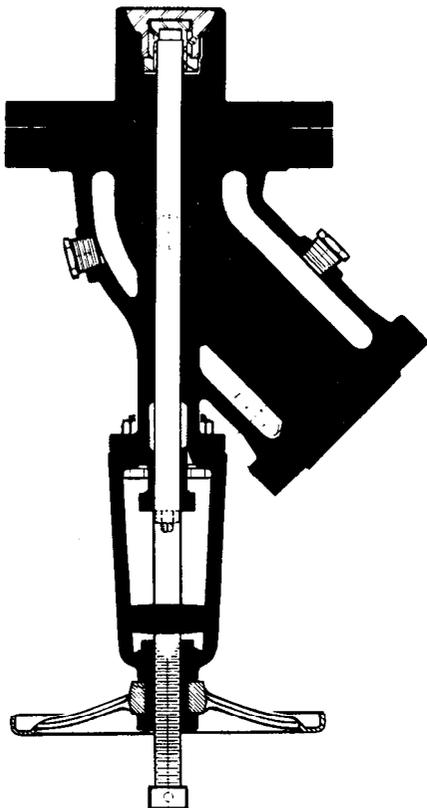


Fig. 6 Válvula con camisa para fondo de tanque

gue en que cierra al ras con el fondo del tanque, por lo cual no se retienen sólidos en el cuerpo de la válvula (Fig. 6).

Esta válvula es apta para conectarla directamente en la salida del fondo de un tanque y su asiento se encuentra dentro de la boquilla de salida del tanque. La barrera al flujo es un macho cónico que se mueve en sentido vertical con un husillo o vástago a lo largo del eje del tapón. La salida descarga a 45° de la vertical. El husillo penetra en la pared en el lado de salida de la válvula y tiene una empaquetadura. El husillo se puede mover con un tornillo, pistón o palanca y el macho puede abrir dentro del tanque o del cuerpo de la válvula.

Ventajas. Cada vez que se acciona la válvula se obtiene la descarga completa del material que pasa por ella.

La válvula para fondo de tanque permite descargar todo el recipiente si se coloca en el centro de la cabeza cóncava.

Se puede lograr la mezcla completa del contenido del recipiente porque no hay cavidad para estancamiento en la boquilla de salida.

No se necesita lubricante para las piezas internas, con lo cual no hay peligro de contaminación del fluido de proceso.

Desventajas. Hay que dejar una distancia considerable debajo del fondo del tanque, para instalar y accionar la válvula.

No hay normas para estas válvulas. Cada fabricante tiene su propio diseño con dimensiones similares a las de sus competidores.

Válvula Strahman para muestreo

La válvula Strahman para muestreo es similar a la válvula para fondo de tanque, excepto que el cierre es con un pistón o varilla en lugar de un macho (Fig. 7). La válvula abre al retraer el pistón en el cuerpo por medio de una manivela o un cilindro neumático. Se utilizan dos anillos selladores de Teflón, uno encima y otro debajo del orificio de descarga. Esta válvula se suele instalar en posición vertical para permitir el drenaje completo del cuerpo. La instalación sólo requiere soldar un medio cople configurado de $\frac{3}{4}$ in en el recipiente o tubería en la posición deseada y atornillar la válvula en el cople.

Ventajas. Se asegura el libre flujo de una muestra porque el pistón ocupa todo el interior de la válvula cuando está en posición cerrada y es imposible la acumulación de sólidos u otros materiales que produzcan obstrucciones.

La conexión para muestreo produce un mínimo de turbulencia en la tubería del proceso, porque el extremo del pistón está al ras con el interior del tubo o recipiente.

La válvula Strahman para muestreo se puede emplear con pastas fluidas y líquidos.

Desventajas. El sellamiento de la válvula depende de un anillo de Teflón a través del cual se avanza y retrae el pistón. Las fugas por este sello deslizante son posibles y es necesario mantener sólo la compresión precisa en el prensaempaquetadura. Si hay demasiada compresión, el Teflón fluirá hacia dentro y evitará el paso del pistón.

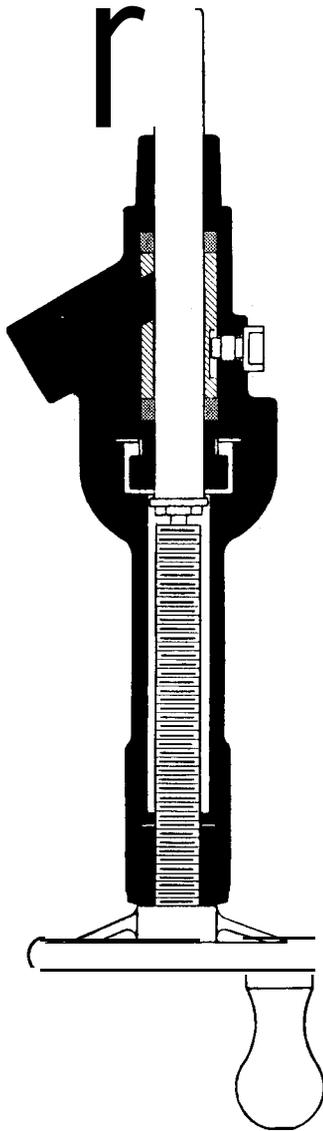


Fig. 7 Válvula manual para muestreo

La apertura y cierre de la válvula requieren una carrera un tanto larga del pistón y por ello el modelo accionado con manivela será de apertura y cierre lentos.

SERVICIO DE MODULACIÓN DE FLUJO

La mayor parte de las operaciones de un proceso que requieren variación cuantitativa continua en el flujo de fluido cuentan con válvulas de control. El accionamiento se ordena con una señal eléctrica o neumática desde un detector que mide la presión, temperatura, nivel de líquido, gasto o cantidad similar. Los aparatos mecánicos para la regulación automática del flujo, por lo general, funcionan mejor en trabajo continuo que un operador humano. Esto permite al operador efectuar funciones menos tediosas y observar el funcionamiento general del proceso.

Aunque los aparatos para el control automático del flujo pueden tener un costo de operación más bajo que el

salario de una persona, tienen un precio inicial muy elevado y requieren inspecciones y mantenimiento frecuentes. Sin embargo, en muchas operaciones de control de flujo en una refinería o una planta de productos químicos requieren ajustes poco frecuentes en el flujo, quizá sólo se utilicen por corto tiempo y no justifican el costo de instalación de válvulas de control automáticas. En estos casos, la selección adecuada es una válvula manual.

En donde se requieren aparatos automáticos para el control del flujo deben seguir funcionando mientras la válvula de control está fuera de servicio para mantenimiento. Para proteger el proceso contra un paro en esos momentos, se provee una válvula estranguladora manual de algún tipo en una tubería de derivación alrededor de la válvula de control y de sus válvulas de cierre, lo cual permite aislar y reparar la válvula de control. A una válvula manual en este servicio se la llama de derivación (*bypass*) y debe poder controlar el flujo de fluido en la gama de requisitos del proceso.

Hay varios tipos diferentes de válvulas moduladoras de flujo para los requisitos específicos de diversas situaciones del proceso. Algunas de las válvulas de este tipo disponibles en el comercio son:

Válvulas de globo

Las válvulas de globo reciben ese nombre por la configuración del cuerpo (Fig. 8). El flujo en esta válvula se dirige hacia arriba o abajo por una abertura circular en el laberinto (Fig. 1c) que se puede cerrar, ya sea al mover un disco reemplazable contra un asiento plano o al introducir un macho metálico cónico en un asiento cónico (Fig. 9).

Cuando se utiliza el macho, éste tiene diferente conicidad que el asiento para tener contacto lineal para sellar. El vástago tiene una empaquetadura.

Las válvulas de globo están disponibles con diversas construcciones. El vástago puede ser elevable o sólo gi-

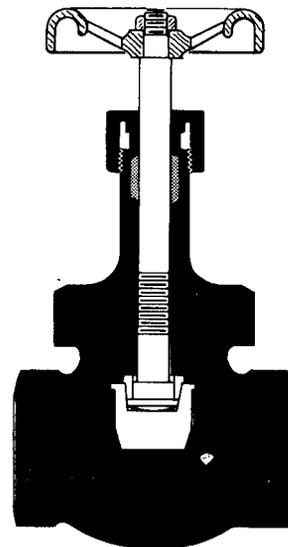


Fig. 8 Válvula de globo con macho, con vástago elevable

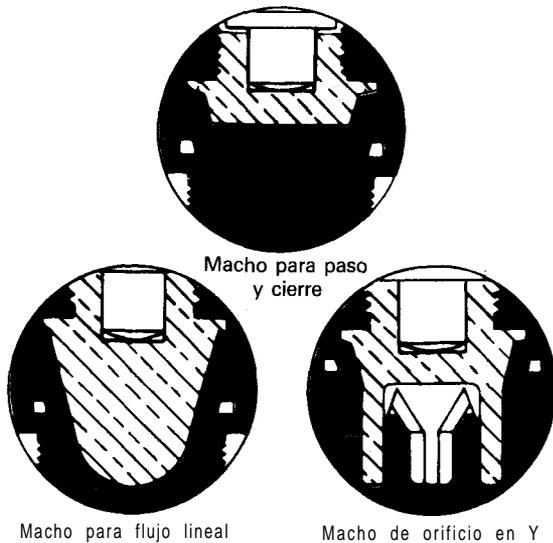


Fig. 9 Algunos de los machos y asientos disponibles para las válvulas de globo

rar cuando se abre la válvula; las roscas de tornillo en el vástago pueden estar dentro o fuera de la zona de presión, el asiento puede ser permanente o reemplazable y la válvula se puede accionar con cierta carrera de una manija o varias vueltas de un volante, etc. La válvula de globo de orificio en V es un diseño especial en que se emplean un macho cilíndrico con muescas en V por las cuales circula el fluido (Fig. 9c). Esta válvula produce buen control con bajos volúmenes de flujo.

Ventajas. La válvula de globo es excelente para regular el flujo en la gama desde moderado hasta flujo pleno.

La válvula de globo de disco o de macho produce buen cierre.

Las válvulas de globo destinadas para apertura y cierre permiten cambiar la empaquetadura del vástago en servicio, con la válvula totalmente abierta.

Desventajas. La configuración en laberinto de estas válvulas requiere que el flujo cambie de dirección varias veces dentro del cuerpo, lo cual aumenta mucho la caída de presión en la tubería.

El asiento se daña con facilidad con los sólidos atrapados entre el macho o el disco y el asiento. Por ello, se prefieren estas válvulas para servicio con materiales limpios. Sin embargo, incluso en este caso, muchas veces ocurren daños al arranque de la planta antes de poder lavar las tuberías para eliminar incrustaciones y otros cuerpos extraños.

Válvulas en ángulo

Las válvulas en ángulo son una modificación de las válvulas de globo y funcionan con los mismos principios, pero la salida está en ángulo con la entrada (Fig. 10). Esto permite un cuerpo de construcción más sencillo y menos voluminoso que el de la válvula de globo.

Ventajas. La válvula en ángulo tiene las mismas características de control de flujo que la de globo.

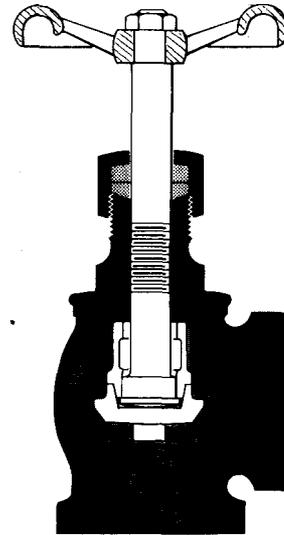


Fig. 10 La válvula en ángulo, una forma especial de la válvula de globo

El costo de la válvula en ángulo suele ser menor que el de una de globo de tamaño y capacidad similares.

La caída de presión, con una apertura comparable, es menor en la válvula de ángulo que en la de globo.

El empleo de la válvula en ángulo puede eliminar una conexión cuando se necesita un cambio de 90° en el sentido de la tubería.

Desventajas. La tubería es demasiado complicada cuando no se desea un cambio en el sentido de flujo.

El asiento de la válvula en ángulo se daña con la misma facilidad que el de una de globo.

La manija sólo puede estar en una posición con respecto a la tubería.

Válvulas en Y

Estas válvulas se llaman así porque la forma de su cuerpo es similar a una Y (Fig. 11). El cierre y el funcionamiento son similares a los de una válvula de globo. El fluido entra por un extremo del cuerpo y sale por el lado opuesto de la válvula, pero circula en el mismo sentido. El disco o macho asientan en contra del flujo y el vástago sobresale a 45° del eje de la tubería en que está la válvula. En la válvula en Y son posibles las mismas variantes que en las de globo.

Ventajas. La válvula en Y tiene el mismo grado de buen control del flujo que la de globo.

El disco o el macho producen buen cierre.

Las válvulas destinadas para apertura permiten cambiar la empaquetadura del vástago con la válvula funcionando en su posición de máxima apertura.

La caída de presión es mucho menor que en una de globo con apertura comparable.

Cuando la válvula está abierta se puede ver el interior, por lo cual es posible limpiarlo con varillas o escobillones y es satisfactoria para servicio con pastas fluidas no abrasivas.

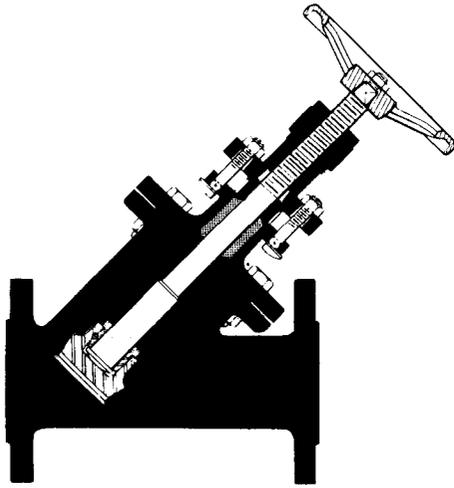


Fig. 11 La válvula de globo en Y permite flujo rectilíneo

Desventajas. El asiento se daña con facilidad con materiales abrasivos.

Válvulas de aguja

La válvula de aguja es un tipo especial de la válvula de globo con macho en donde éste es una aguja delgada y cónica que asienta en un orificio pequeño de diferente conicidad (Fig. 12). El cuerpo puede ser convencional de globo o en ángulo. Otras características de diseño son similares a las de la válvula de globo.

Ventajas. La válvula de aguja está especialmente adaptada para un control muy preciso de bajos volúmenes de flujo.

Igual que la válvula de globo, el diseño de apertura permite reemplazar la empaquetadura con la válvula en funcionamiento y totalmente abierta.

La válvula de aguja produce buen cierre en servicio con materiales limpios.

Desventajas. La caída de presión en estas válvulas es considerable.

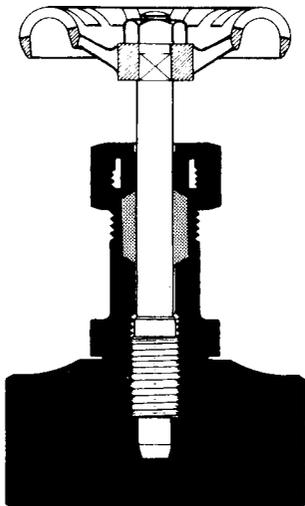


Fig. 12 La válvula de aguja es para control preciso

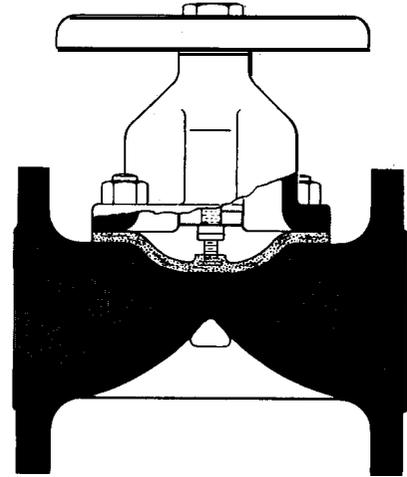


Fig. 13 Una válvula de diafragma tipo Saunders

El anillo para flujo se obstruye con facilidad con partículas de sólidos.

Válvulas de diafragma

La válvula de diafragma consiste en un cuerpo con flujo rectilíneo que puede o no estar interrumpido por un vertedero transversal. El cierre de la válvula se efectúa al oprimir un diafragma flexible contra la pared interna del cuerpo o contra el vertedero transversal.

El diafragma sella entre el cuerpo y el vástago y el compresor en forma de galleta, por lo cual la válvula es a prueba de fugas.

La válvula original de este tipo se llamó válvula Saunders, por su inventor. Tiene un vertedero transversal configurado y sólo requiere un pequeño movimiento del diafragma para abrir o cerrar (Fig. 13).

Ventaja. Es a prueba de fugas y no requiere empaquetadura.

Desventajas. No es adecuada para funcionamiento con altas presiones.

El control del flujo no es bueno con volúmenes muy bajos.

Válvulas flexibles

Una válvula flexible consiste en una manguera o tubo flexible y algún tipo de opresor para comprimir y aplanar el tubo para cerrar la válvula (Fig. 14). La forma más sencilla es el gancho opresor con resorte. El opresor se puede obtener en muy diversas formas según los requisitos de funcionamiento. La abrazadera de tornillo es la que permite un control más exacto, pero también se utilizan cuñas, rodillos y palancas. Una reciente adición a esta clase de válvulas es la llamada válvula de manguito o camisa en la cual se emplea presión hidráulica o neumática para aplanar la sección de tubo o manguera alojada en un cuerpo de acero dividido o partido en sentido horizontal.

Ventajas. La válvula flexible es a prueba de fugas y no requiere empaquetadura.

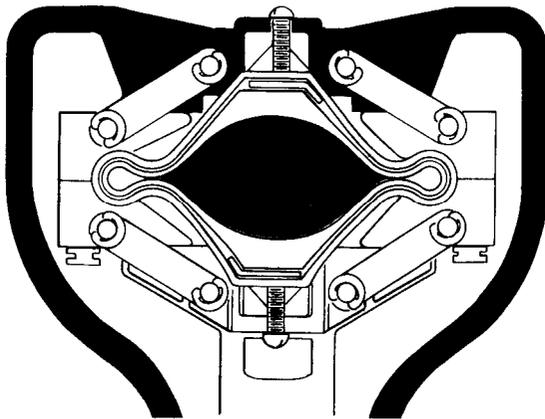


Fig. 14 Una válvula flexible que incluye un tubo preformado

El flujo es aerodinámico y la válvula produce una insignificante caída de presión en el sistema.

Se requiere muy poco espacio para su instalación.

Hay buen control para flujo desde moderado hasta total.

Esta válvula es adecuada en particular para sistemas en que se emplean mangueras de caucho. Es casi la única válvula que se puede emplear con corrientes de líquidos y pastas fluidas que tienden a depositar incrustaciones en las paredes de las mangueras con gran rapidez.

Desventajas. El material de la manguera limita la temperatura permisible de funcionamiento.

La válvula flexible no es adecuada para altas presiones.

El control de flujo no es muy bueno con bajos volúmenes.

Para servicio con vacío se necesita manguera de pared gruesa, que es más costosa.

La manguera tiende a debilitarse en el punto de compresión.

Válvulas de discos de laberinto

La válvula de discos de laberinto está diseñada para producir una gran caída de presión en un laberinto (Fig. 15). [Véase también pág. 213.1 Este tipo de válvula está disponible con cuerpo en ángulo o con flujo rectilíneo. El elemento de control del flujo es una pila de discos con laberintos de flujo radial hacia fuera. La válvula se puede diseñar para una expansión uniforme del fluido del proceso. El vástago mueve un macho o tapón elevable para descubrir en secuencia las entradas a los laberintos a fin de que aumente el flujo. Esta válvula se puede accionar con un pistón o un diafragma.

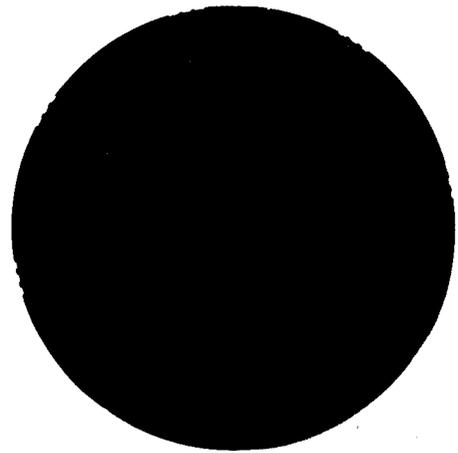
Ventajas. La válvula de discos de laberinto es útil para reducir presiones con urea, agua caliente y otros líquidos que vaporizan.

Sus características de estrangulación son buenas.

Producen poca intensidad de ruido.

Hay cierre hermético.

El asiento y el macho tienen larga duración.



Un disco de la pila

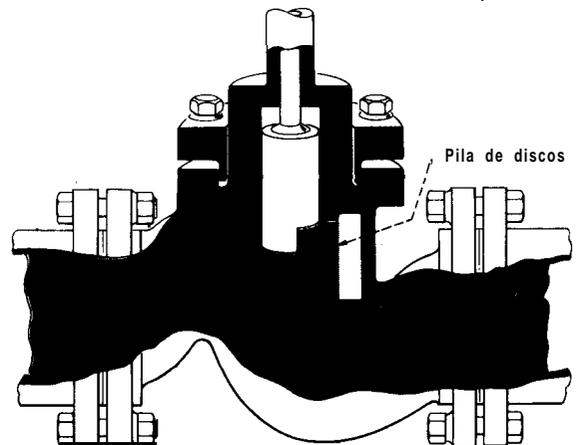


Fig. 15 Válvula de discos múltiples y uno de los discos en laberinto

Desventajas. Sólo se puede utilizar cuando se permite una gran caída de presión.

Este tipo de válvula es costoso.

Válvulas de mariposa

La válvula de mariposa es del tipo de flujo rectilíneo. La barrera al flujo es un disco oscilante que gira sobre un eje transversal central y se acciona con la rotación del eje (Fig. 16). El disco se asienta en las paredes del cuerpo de la válvula; la rotación del eje se logra por medio de una palanca, engranes cónicos o engranes de sinfín o rectos; el sello del eje es con una empaquetadura. Estas válvulas se utilizan, en general, para control de gases. En ocasiones se emplean dos válvulas que funcionan en paralelo con líquidos o gases para proveer al control de temperatura con una derivación alrededor de un intercambiador de calor.

Ventajas. La válvula de mariposa aumenta muy poco la caída de presión en el sistema de tubería.

El cuerpo de la válvula es muy corto en comparación con otros y requiere poco espacio en la tubería.

Se puede lograr un control moderado del flujo con la válvula en posiciones desde cerrada hasta unos 60° de apertura.

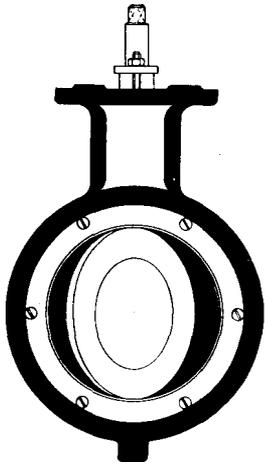


Fig. 16 **Válvula de mariposa en posición parcialmente abierta**

Estas válvulas se pueden diseñar para cierre hermético. Sin embargo, hay alrededor de 2 % si no tiene asiento blando.

Desventajas. La válvula de mariposa no es satisfactoria para control preciso del flujo.

Los sólidos entorpecen el funcionamiento del disco; las corrientes de gas o líquido que tienden a formar incrustaciones pueden inutilizar pronto la válvula.

VÁLVULAS DE FLUJO UNIDIRECCIONAL

Su nombre común es válvulas de retención (*check*). Su finalidad es permitir flujo sin limitaciones en un sentido y restringirlo en el sentido opuesto. Hay diversos tipos para requisitos específicos de funcionamiento y cada uno se identifica por su denominación.

Algunos usos de las válvulas de retención son:

1. La descarga de una bomba centrífuga tiene una válvula de retención para impedir el retroceso del líquido en la bomba cuando está parada, para que el impulsor no gire en sentido opuesto.

2. Las válvulas de retención se instalan para servicios separados conectados con un sistema común, para evitar flujo inverso hacia las tuberías de cada material e impedir la contaminación.

3. Las válvulas de retención se utilizan, a veces, para evitar que un aumento súbito de presión en un sistema someta a los servicios de presión más baja conectados con el mismo a una presión superior a sus límites de diseño.

Los tipos específicos de válvulas de retención de uso común en las refinerías y plantas de productos químicos son:

Válvula de retención de bisagra

La válvula de retención de bisagra o columpio es de flujo rectilíneo y tiene un asiento en el cual descansa un disco cuando no hay flujo. Un brazo conectado con el disco lo soporta desde un pasador colocado en la parte superior del cuerpo de la válvula (o en el tapón lateral) que permite abrir la válvula para inspección y manteni-

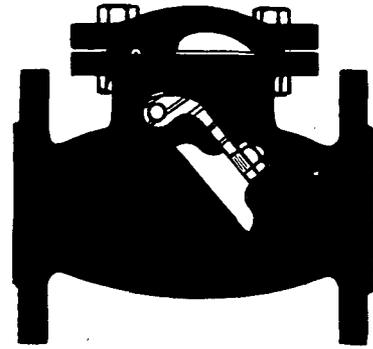


Fig. 17 **Una válvula de retención de bisagra, típica**

miento; el pasador de soporte es la bisagra en la cual gira el disco libremente, para descubrir el conducto de flujo cuando se aplica presión en su lado de corriente arriba (Fig. 17).

La inversión del flujo aplica presión en el lado de corriente abajo del disco y lo empuja contra su asiento para cortar el paso. Cuanto mayor sea la presión corriente abajo, mayor será la fuerza con que cierre el disco. Estas válvulas están destinadas para flujo horizontal, pero también se pueden utilizar para flujo vertical ascendente.

Ventajas. La válvula de retención de bisagra es sencilla y de mantenimiento fácil.

Se puede utilizar en servicio con líquido o vapores.

En servicio con materiales limpios impide un flujo inverso de cierta consideración.

Cuando es necesario, se puede limpiar con facilidad por el cierre lateral.

Desventajas. La válvula de retención de bisagra no asegura cierre hermético y si hay escurrimiento en sentido inverso se puede contaminar el fluido de corriente arriba.

Dado que su funcionamiento depende de que el asiento y el disco estén limpios, no es adecuada para servicio con pastas fluidas.

Se destinan, en general, para flujo horizontal; si se utilizan en posición vertical aumentarán la caída de presión en el sistema.

Una inversión súbita del flujo hace que el disco golpee contra el asiento y que se produzca un severo golpe de ariete.

Válvulas horizontales de retención

Las válvulas horizontales de retención son para tuberías horizontales o verticales con flujo ascendente. El cuerpo de la válvula para flujo horizontal es similar al de una válvula de globo (Fig. 18). El cuerpo de la válvula para flujo vertical ascendente es similar al de la válvula de ángulo, excepto que el líquido sale por la parte superior en lugar de por un lado de la válvula. La barrera es un disco de libre movimiento con un vástago que se mueve dentro de una guía sujeta al cuerpo o cierre lateral de la válvula. El disco cae a su asiento por gravedad y se abre por la presión en el lado de corriente arriba. La inversión del flujo empuja al disco contra el asiento.

Ventajas. El disco no tiene bisagra que pueda ocasionar una falla mecánica.

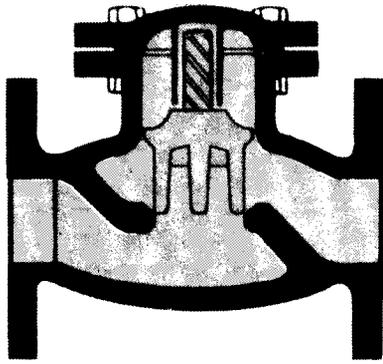


Fig. 18 La válvula horizontal de retención tiene un cuerpo similar al de la válvula de globo

El cierre lateral permite fácil acceso para inspección y mantenimiento.

El disco se puede cambiar con facilidad.

La cavidad de guía detrás del vástago ayuda a amortiguar el movimiento del disco cuando abre la válvula.

Desventajas. La válvula horizontal de retención no asegura un cierre hermético.

No es satisfactoria para materiales sucios o viscosos.

Los fluidos formadores de gomas o "carbonización" pueden hacer que el vástago se pegue en la guía.

Válvulas de retención de bola

La válvula de retención de bola es similar en diseño a la válvula horizontal, excepto que en lugar del disco se suele utilizar una esfera metálica maciza (Fig. 19). Se emplea una guía para limitar el movimiento de la bola y volverla a su asiento. Las válvulas de bola son para flujo horizontal, vertical o vertical con entrada por la parte inferior, y descarga lateral. Las bombas recíprocas suelen tener válvulas de bola en los orificios de entrada y salida para controlar el flujo de entrada y salida del cilindro.

Ventajas. Las válvulas de retención de bola son de construcción fuerte y pueden resistir un accionamiento repetido o cíclico.

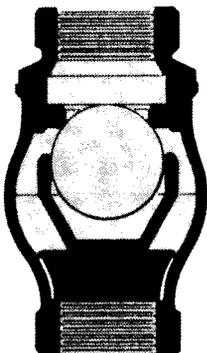


Fig. 19 Válvula de retención de bola para flujo ascendente

La bola, que es bastante pesada, tiene asentamiento confiable en servicio con materiales limpios.

La bola gira dentro del fluido que circula, por lo cual cada vez descansa una parte distinta de ella en el asiento, a fin de distribuir el desgaste.

Desventajas. La válvula de retención de bola no produce cierre hermético.

El servicio está limitado a fluidos limpios.

Esta válvula aumenta mucho la caída de presión en el sistema de tubería.

Si se utiliza esta válvula con un líquido de baja viscosidad puede ocurrir un severo golpe de ariete.

Válvula de pie

La válvula de pie es un tipo especial de válvula de retención horizontal que se utiliza en el tubo de succión de una bomba de sumidero para evitar flujo inverso y pérdida de succión. Esta válvula es para flujo ascendente y se conecta en el extremo inferior del tubo de succión de la bomba. Se utiliza un colador desmontable en el lado inferior o de entrada de la válvula para que no pasen cuerpos extraños a la bomba.

Ventajas. La válvula de pie impide la pérdida de succión en la bomba mientras el nivel del líquido esté más arriba que la entrada a la válvula.

Al no haber flujo inverso, se impide la contaminación del líquido en el depósito o cisterna.

Desventajas. La válvula de pie aumenta la resistencia en la succión de la bomba y reduce la carga positiva neta de succión disponible ($NPSH_A$).

Válvulas de retención restringidas

Hay muchos tipos de válvulas de restricción restringidas para aplicaciones específicas y la mayor parte están bajo carga de resorte, aunque en algunos tipos se emplean pesos o cilindros de restricción del fluido (Fig. 20), que se utilizan en las válvulas horizontales. La finalidad de la restricción de una válvula de retención de cualquier tipo es evitar el golpe de ariete durante la apertura y el cierre.

Ventajas. La válvula de retención restringida disminuye el golpe de ariete cuando actúa.

Se pueden diseñar para funcionar con una presión diferencial preestablecida en ellas.

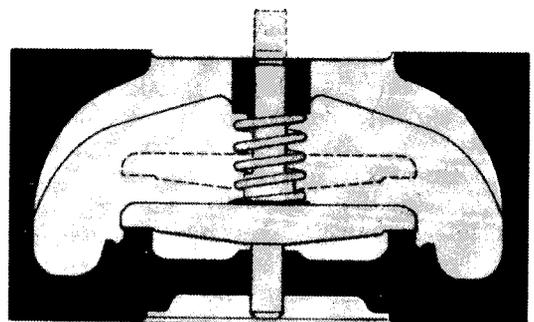


Fig. 20 La válvula de bola restringida tiene un resorte que ayuda a reducir el golpe de ariete

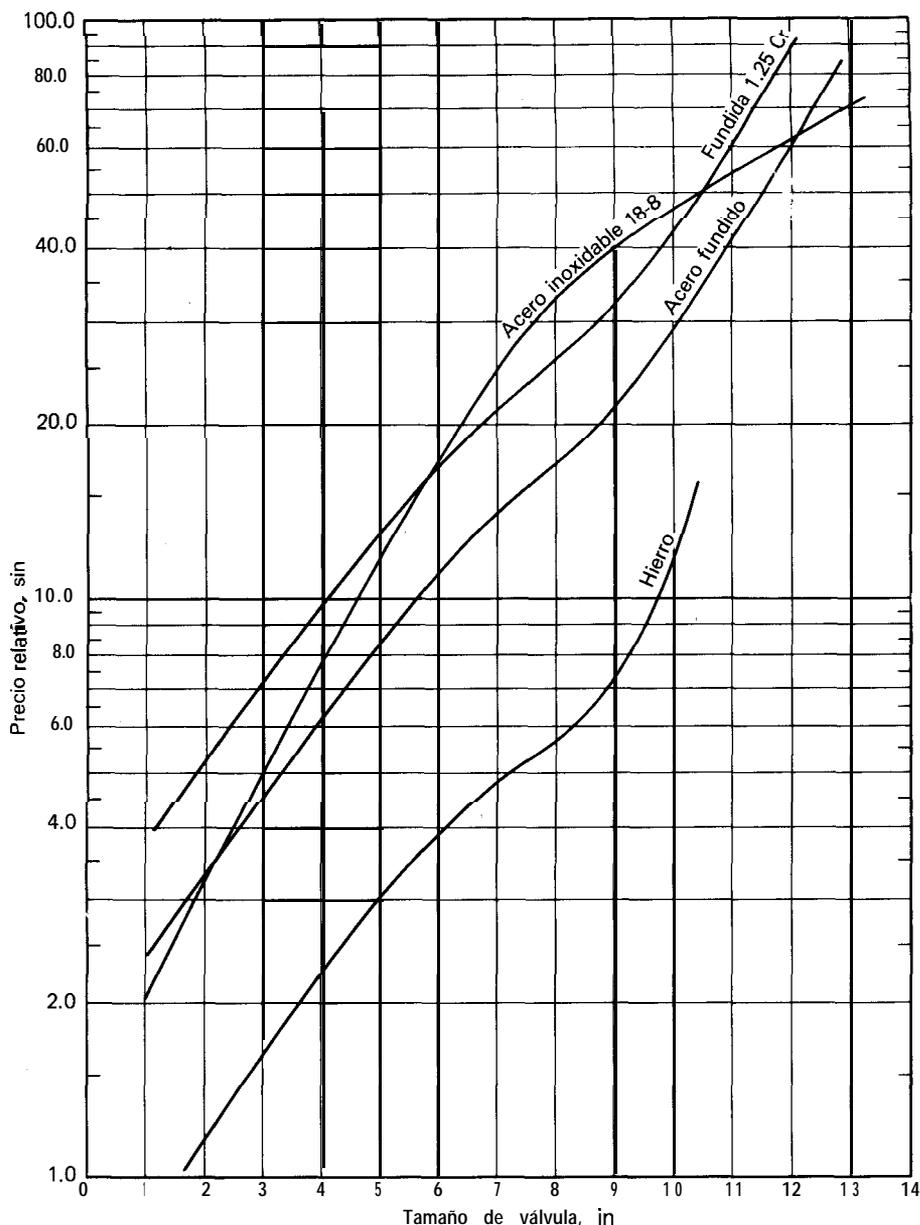


Fig. 21 Precios relativos de válvulas de globo para 150 psi, vástago y juego externo, bonete atornillado y asiento reemplazable (1982)

Desventajas. La corrosión o fatiga de los resortes pueden ocasionar falla de la válvula.

Los componentes para restricción aumentan la caída de presión.

Válvulas de retención de disco dividido

Algunos fabricantes ofrecen una válvula de retención horizontal muy delgada, llamada también de cuerpo de oblea, en la que la parte móvil de la válvula son dos discos divididos embisagrados en el centro.

Ventajas. Esta válvula es sencilla y el mantenimiento es fácil.

Se puede utilizar en servicio con líquidos o vapores.

Es ligera de peso, delgada y se instala entre dos bridas de tubo con un solo juego de tornillos.

El cierre del disco es con carga de resorte para evitar la inversión del flujo cuando se interrumpa el flujo.

Se puede instalar en posición horizontal o vertical.

Desventajas. El funcionamiento depende de que el asiento y el disco estén limpios, por lo cual no se puede utilizar para servicio con pastas aguadas.

El accionamiento con resorte aumenta la caída de presión en el sistema.

Esta válvula no asegura un cierre hermético.

La inversión súbita del flujo hace que el disco choque contra el asiento y se produzca golpe de ariete.

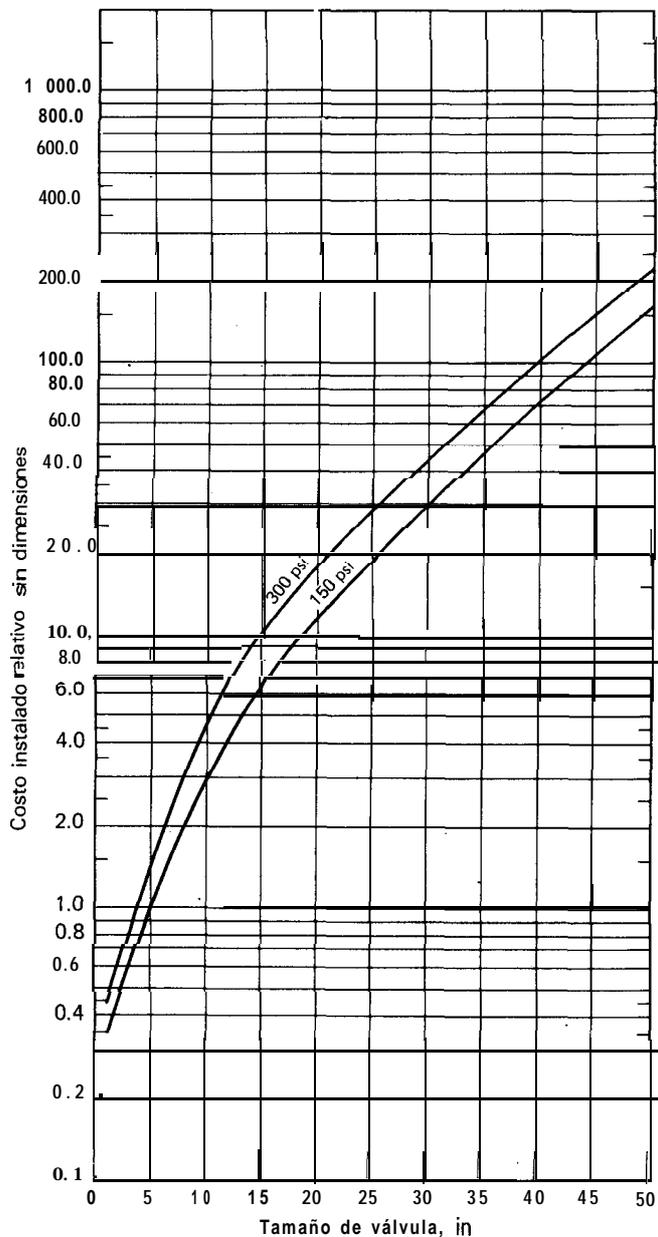


Fig. 22 Costos instalados relativos de válvulas de compuerta de acero al carbono para 150 y 300 psi, con guarniciones estándar (1982)

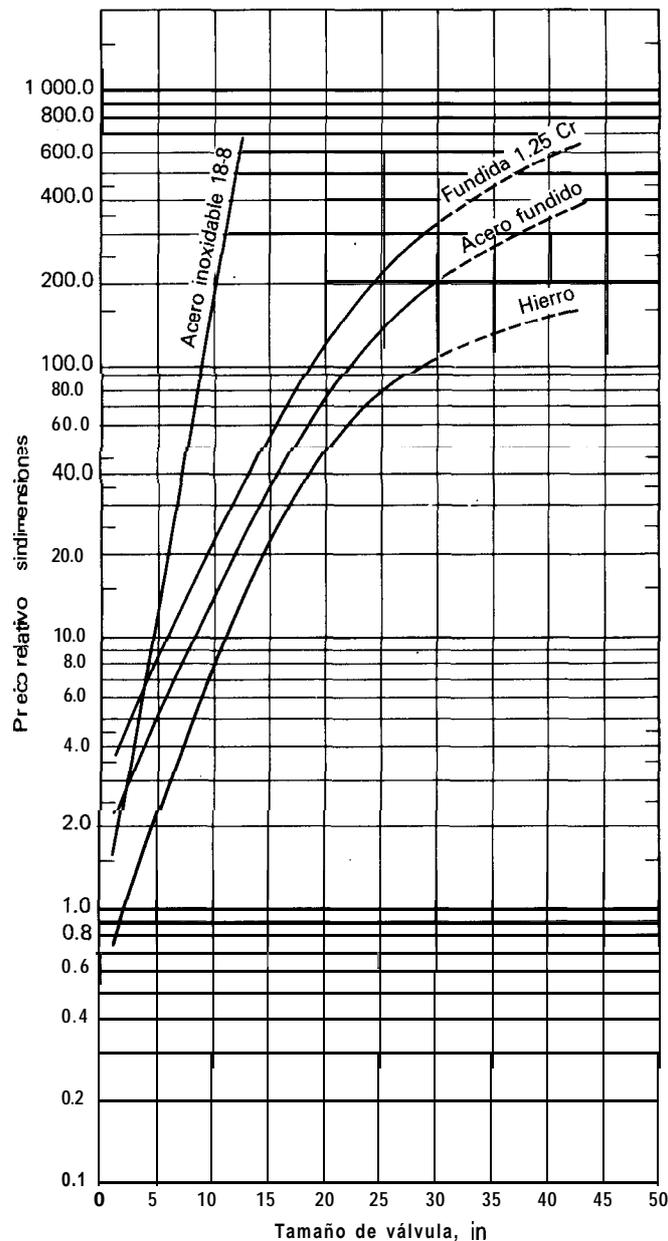


Fig. 23 Costos no instalados, relativos, de válvulas de compuerta para 150 psi, extremos con brida, discos de cuña, vástagos elevables

CONSIDERACIONES GENERALES DE COSTOS

El precio de una válvula para un servicio específico depende de factores que incluyen tamaño, tipo de válvula, material de construcción, capacidad nominal de las bridas y tipos de conexiones.

Otros aspectos que influyen en el costo son los requisitos de calidad y funcionamiento comprobado, tiempo para entrega y descuentos por volumen; éstos pueden ser considerables, lo cual hace deseable reducir al mínimo el número de tipos y tamaños de válvulas utilizados en una obra. Sin embargo, el ingeniero debe tener presente

que no se puede hacer un pedido que incluya la totalidad de las válvulas para obtener el descuento. Las condiciones y servicios de proceso que requieren materiales especiales se deben evaluar por separado, según se necesite.

Las válvulas son costosas y representan entre 3 % y 4 % del costo de la planta. El ingeniero debe aplicar un buen juicio para la instalación de las válvulas y no utilizarlas en forma indiscriminada. Siempre es bueno hacerse la pregunta: “¿Es necesaria esta válvula para el funcionamiento seguro de la planta?” Sin embargo, en algunos casos el usuario puede solicitar la instalación de válvulas

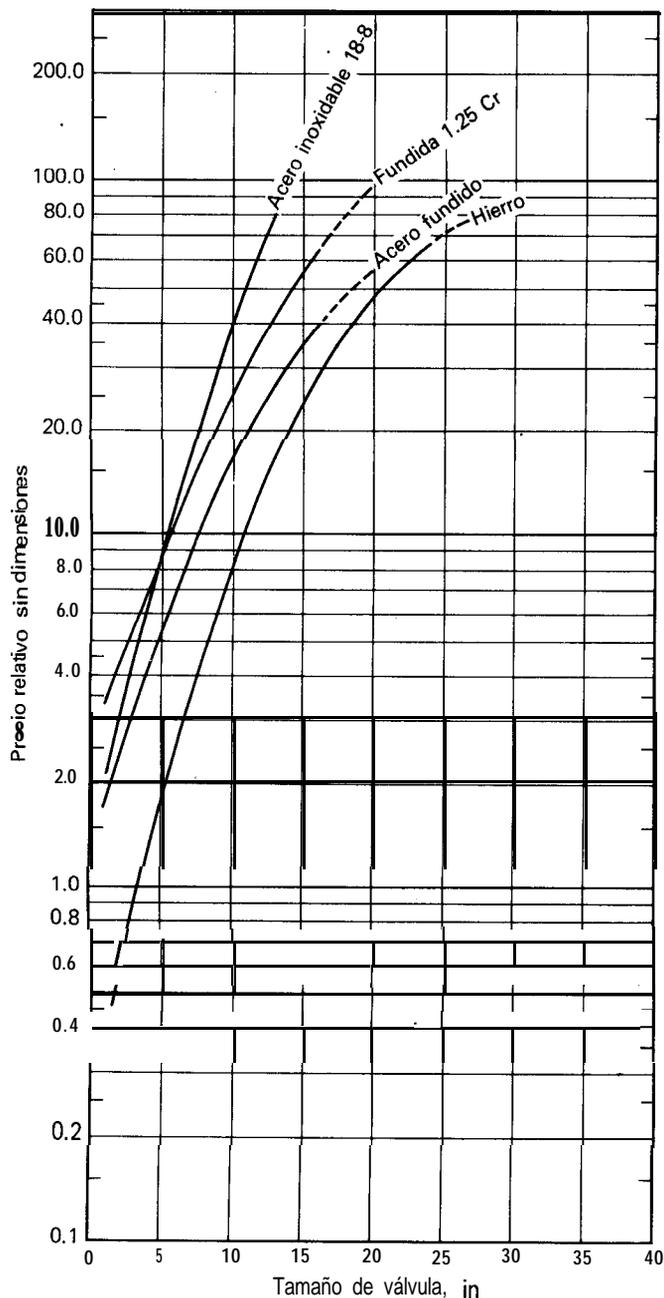


Fig. 24 Costos relativos de válvulas horizontales de retención para 150 psi, con disco dividido

adicionales para conveniencia de los operarios en donde su uso no es estrictamente indispensable para operación, mantenimiento o seguridad.

Costo relativo. En algunos países, la industria de las válvulas y las compañías constructoras a las que sirven, trabajan por temporadas y tienen mucha competencia. Los precios cotizados sólo se sostienen durante cierto tiempo. Los precios pueden variar en cualquier momento y tener fuertes alzas; el ingeniero siempre debe confirmar con su departamento de compras el precio vigente.

Con esa advertencia, las gráficas de las figuras 21' a 24 muestran el efecto sobre el costo relativo de las válvulas de factores, como la capacidad de presión, tipo y material de construcción de diversos tamaños de válvulas. En las figuras 22 y 23 se hace una comparación del precio con la válvula instalada o sin instalar.

Agradecimientos y créditos de las ilustraciones

Las siguientes empresas suministraron material para este artículo. Los números de figura entre paréntesis son de las ilustraciones suministradas por esa empresa.

Andale Co.; Combination Pump Valve Co. (Fig. 20); Condec Corp.; Crane Co. (Figs. 2, 8, 10); The Duriron Co. (Fig. 13); Garlock Valves and Industrial Plastics Div., of Colt Industries; Jamesbury Corp.; Jenkins Bros. (Fig. 19); Mark Controls Corp.; Posi-Seal International, Inc. (Fig. 26); The Wm. Powell Co. (Figs. 1, 9); Resistoflex Corp. (Fig. 14); Robbins & Myers, Inc.; Stockham Valves & Fittings (Figs. 4, 5); Strahman Valves, Inc. (Fig. 7); W-K-M Div. of ACF Industries; The Walworth Co. (Figs. 3, 6, 11, 12, 17, 18).

El autor



Dexter T. Cook es Ingeniero Senior de Procesos en Fluor Engineers and Constructors, Inc., Southern California Div., 3333 Michelson Drive, Irvine, CA 92730. Este artículo es una adaptación de los cursos de adiestramiento que imparte en Fluor. Tiene licenciatura en ingeniería química de University of California, Santa Barbara, y maestría en administración de empresas de California State University, Fullerton. Es miembro de AIChE.

Válvulas de operación manual

La selección de válvulas es muy importante para los aspectos económicos y la operación en muchos tipos de plantas de proceso. Los catálogos de los fabricantes, que incluyen innumerables diseños de válvulas, muchos de los cuales parecen ser adecuados para una aplicación particular pueden ser desconcertantes. Entonces, ¿cómo se elige la válvula adecuada?

Arkadie Pikulik, Scientific Design Co., inc.

Hay incontables tipos de válvulas y cada una tiene una aplicación particular. Las válvulas se diseñan para funciones particulares y si se emplean en la forma correcta darán buen servicio durante largo tiempo. Sin embargo, en la práctica, se utilizan mal y varían las consecuencias.

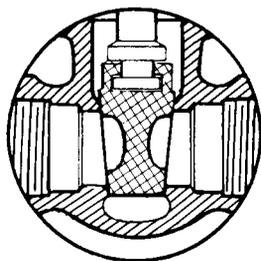
Alrededor del 50 % de las válvulas industriales se utiliza para servicio de paso y cierre, 40 % para estrangulación y 10 % son de retención. Hay muchas formas en las cuales controlan el flujo, con grados variables de exactitud.

Accionamiento de las válvulas

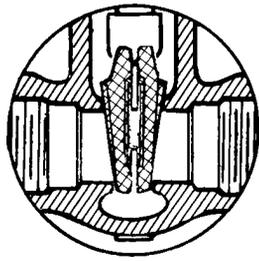
El que una válvula vaya a ser de accionamiento manual o con un actuador (como motor, pistón neumático, etc.), no influye en la selección del tipo para un servicio.

Los actuadores se pueden accionar con la mano o en forma automática con una señal desde un detector. En este artículo se describen las válvulas de accionamiento manual y sus accesorios. Los ingenieros de procesos deben conocer a fondo las características de construcción de las válvulas manuales que especifiquen y conocer las opciones para las industrias de procesos que ofrecen los fabricantes o diseñadores de válvulas.

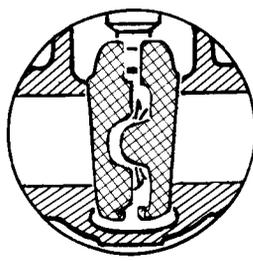
Las válvulas manuales pueden necesitar accesorios como engranes, cadenas y poleas y otros para auxiliar al componente para actuación. También pueden requerir componentes adicionales por el tamaño, que no este disponible un tipo particular, dificultad de accionamiento por la ubicación, etc. Sin embargo, la selección de válvulas y accesorios, a veces, depende sólo de aspectos económicos.



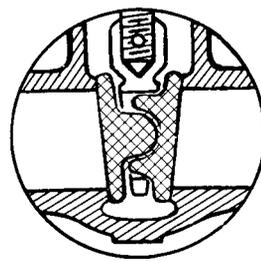
Cuña maciza



Cuña flexible



Disco doble



Disco rotatorio con bola y asiento

Fig. 1 Algunos de los tipos de discos de cierre en las válvulas de compuerta

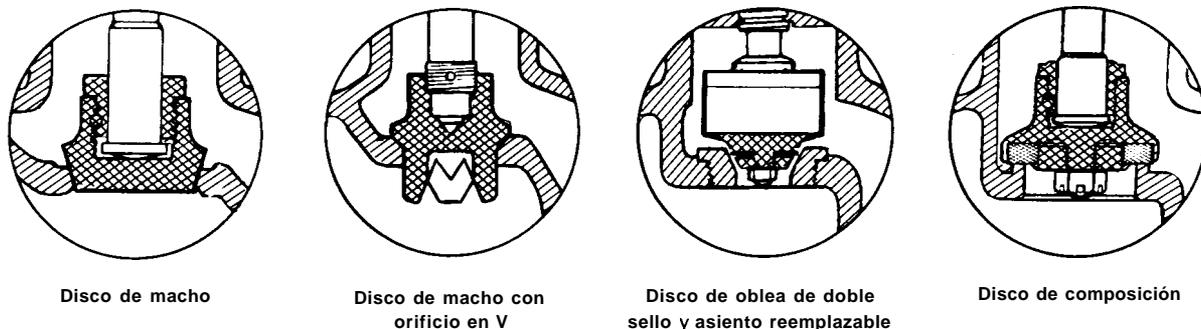


Fig. 2 Los discos de asentamiento de las válvulas de macho son para estrangulación y sellado hermético

Las funciones de las válvulas se pueden definir como sigue:

1. Servicio de paso y cierre.
2. Servicio de estrangulación.
3. Evitar flujo inverso (retención)
4. Control de presión
5. Funciones especiales:
 - a. Dirigir el flujo.
 - b. Servicios de muestreo.
 - c. Limitación de flujo.
 - d. Cerrar salidas de recipientes o tanques.
 - e. Otras.

COMPONENTES DE LAS VÁLVULAS

La función básica de las válvulas es controlar el flujo de fluidos al interponer un elemento de control de flujo para desviarlo, restringirlo o regularlo. El mecanismo para ajustar el elemento de control de flujo en el cuerpo de la válvula es un componente básico. Con respecto al mecanismo, los diseñadores de diversos fabricantes han expuesto buen número de métodos para aislar el elemento de control del fluido que pasa por la válvula.

En la selección de una válvula se deben tener en cuenta tres aspectos básicos y críticos: 1) el elemento de control de flujo, 2) el mecanismo regulador del elemento y 3) el tipo de sello para retener el fluido. Además de estos tres aspectos importantes, el ingeniero de procesos debe tener en cuenta factores como resistencia mecánica, ma-

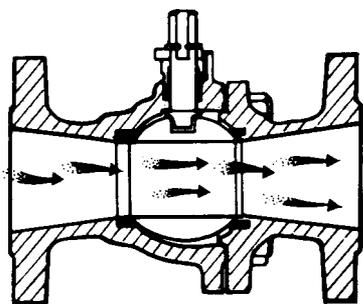


Fig. 3 La válvula de bola abierta permite flujo sin restricción

teriales de construcción, dimensiones y tipo de conexiones de extremo.

Elementos de control de flujo

Se utilizan cuatro métodos básicos para controlar el flujo:

1. Mover un disco o macho dentro o contra un orificio, como en las válvulas de globo, en ángulo, en Y y de aguja.
2. Deslizar un disco plano, que puede ser dividido o una superficie cilíndrica o esférica a través de un orificio, como en las válvulas de compuerta, macho, bola, de corredera y de pistón.
3. Hacer girar un disco o elipse en torno a un eje y que se extiende en el diámetro de una cubierta circular, como en las válvulas de mariposa y registros o puertas de control.

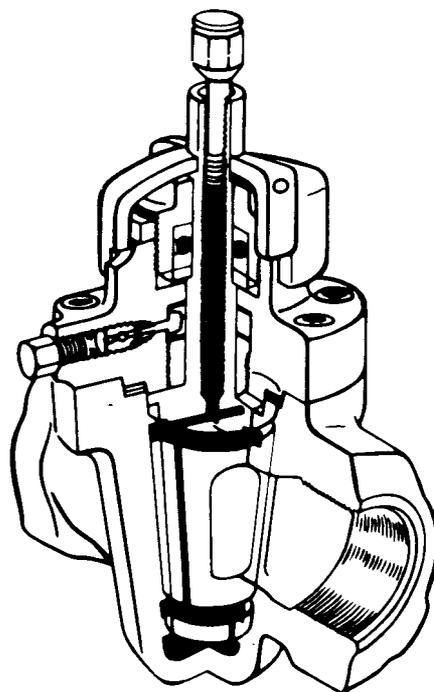


Fig. 4 Válvula de macho lubricado

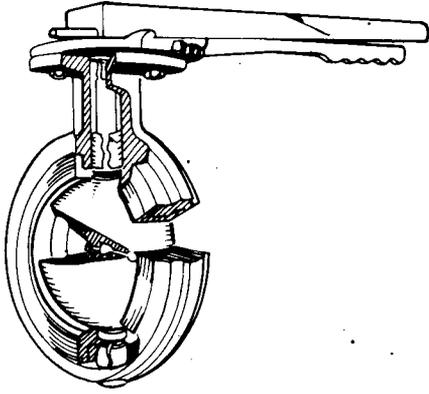


Fig. 5 Válvula de mariposa con operador de palanca

4. Mover un material flexible en el conducto de flujo, como en las válvulas de diafragma o de presión.

Movimiento del elemento de control de flujo

El tamaño de la abertura por la cual puede pasar el fluido varía con el movimiento del elemento de control de flujo, que está conectado con un vástago que lo hace girar o lo desliza, a veces ambas cosas, para controlar el flujo. En casi todos los tipos de válvulas el vástago sobresale del cuerpo.

Vástago giratorio. Se utiliza en válvulas de compuerta de vástago no elevable y en las de bola, mariposa, macho y grifos.

Deslizamiento del vástago sin rotación. Se utiliza en válvulas de compuerta con vástago y yugo externos, de com-

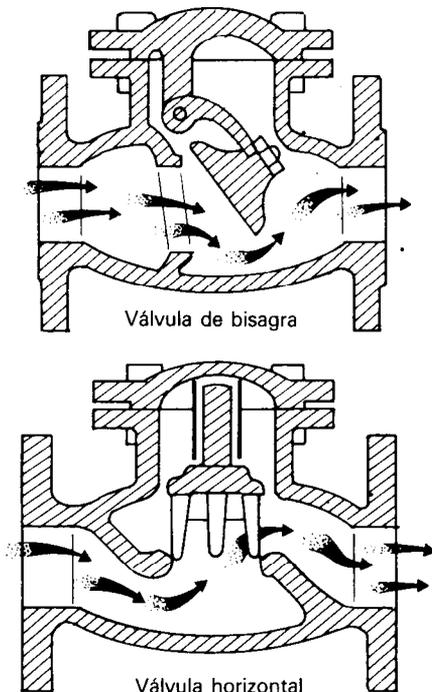


Fig. 6 Las válvulas de retención impiden la inversión del flujo

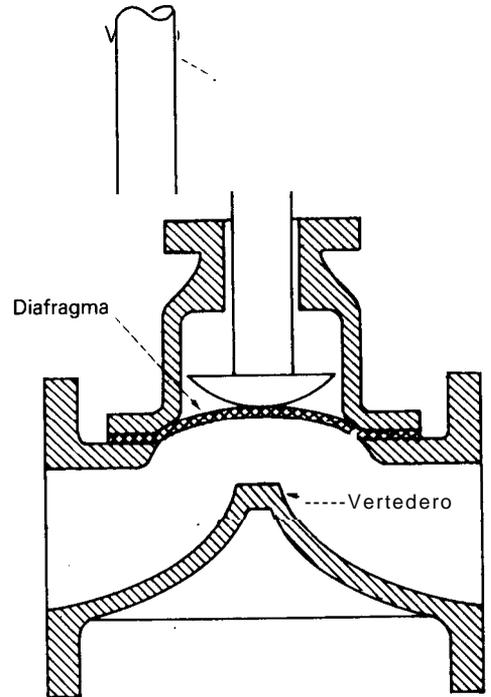


Fig. 7 Válvula de diafragma con vertedero

puerta de apertura rápida, de globo y diafragma, de pistón deslizante y de camisa.

Rotación y deslizamiento del vástago. Se utiliza en válvulas de globo, en ángulo en Y y de aguja; en las de compuerta de vástago elevable, de macho elevable, diafragma y opresoras.

Fugas (escurrimiento)

Hay tres tipos de fugas o escurrimiento:

- El fluido del proceso se escapa corriente abajo con el elemento de control de flujo cerrado. Se denomina fuga por el sello.
- El fluido del proceso escapa al exterior de la válvula, alrededor del vástago y por las uniones entre el bonete y el cuerpo. Se denomina fuga por el sello del vástago o del bonete.
- El aire se infiltra al cuerpo de válvula y al fluido del proceso cuando hay un vacío.

Sellos de la válvula

El diseño de la válvula debe incluir un sello hermético entre el elemento de control de flujo y el asiento. Los cambios en la presión y la temperatura no deben desalinearse las superficies de sellamiento o de asentamiento. Los tipos más comunes de sellos son:

Metal con metal: Permite un sellamiento firme, pero pueden ocurrir pegadura y rayaduras del metal.

Metal con material elástico: Produce un cierre más hermético y se recomienda para fluidos que contienen sólidos y servicios de mediana presión.