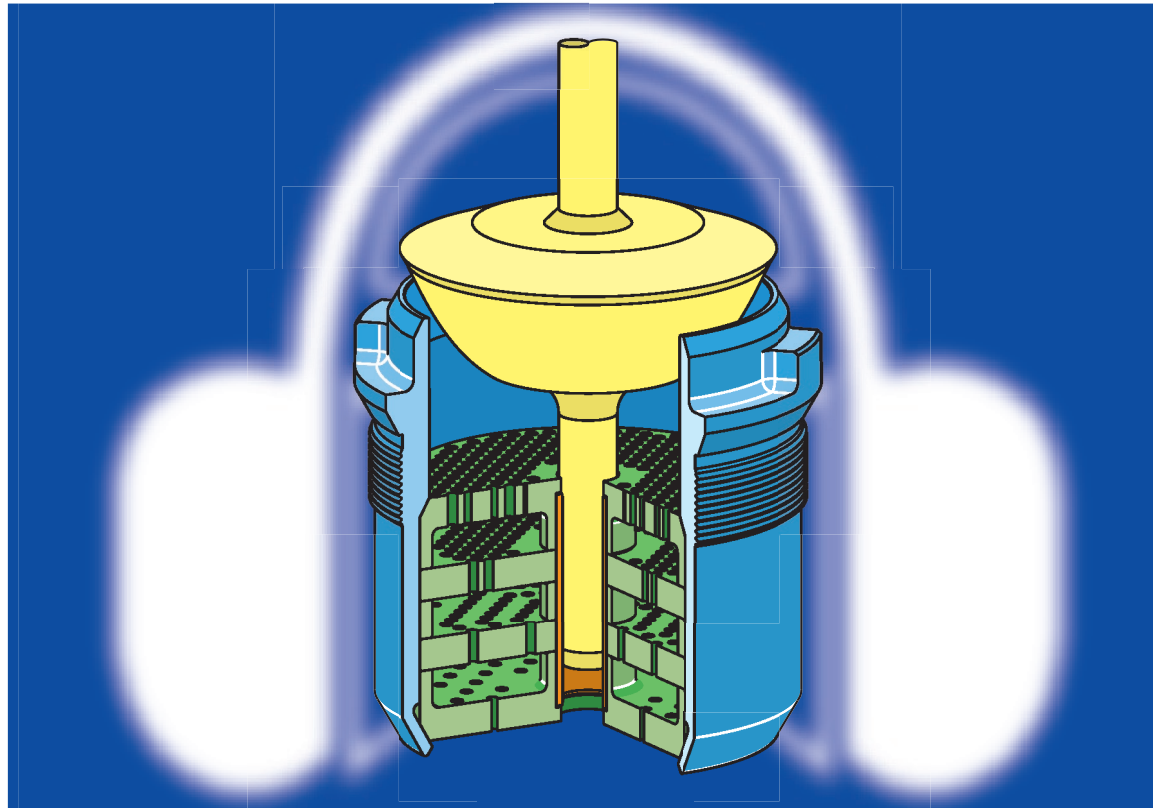


## Válvulas para condiciones de proceso críticas en refinerías



Artículo publicado en:  
„HYDROCARBON PROCESSING“  
Junio de 2001

por:  
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer

# Válvulas para condiciones de proceso críticas en refinerías

J. Kiesbauer, SAMSON AG, Frankfurt, Alemania

En refinerías se emplean a menudo válvulas de control para líquidos. Con líquidos nos podemos encontrar con estados de operación críticos, resultado de la cavitación o el flashing. Esto se manifiesta por ejemplo con la emisión de ruido, la erosión en partes de la válvula y tubería o en vibraciones mecánicas de baja frecuencia en la válvula y tubería conectada. Si estas influencias no se comprenden y toman en serio desde un principio, pueden manifestarse de forma negativa y afectar al funcionamiento del proceso y de la planta, además de elevar los llamados „costs of ownership“. Por desgracia hoy en día, se dedican usualmente recursos insuficientes al seleccionar las válvulas, porque las fases de planificación, oferta y pedido se encuentran bajo fuertes presiones de coste y tiempo.

Este artículo presenta los principios fundamentales de dichos problemas y muestra soluciones partiendo de ejemplos prácticos de refinerías. En especial se presenta un novedoso elemento de restricción adecuado para la reducción de ruido producido por la cavitación y que se está instalando con éxito en refinerías cada vez más a menudo.

**Condiciones de proceso típicas en refinerías.** En la fig. 1a se muestran datos de proceso usuales para una refinería. La típica curva característica de una bomba centrífuga con velocidad constante y pérdidas normales de presión en el sistema hidráulico, se caracteriza por:

la disminución de la presión en la entrada de la válvula  $p_1$  con el caudal másico  $W$  y el aumento de la presión en la salida de la válvula  $p_2$ . La presión de vapor  $p_v$  depende de la temperatura del medio.

Los fenómenos de la cavitación y el flashing tienen su origen en la evaporación del líquido en la zona de la restricción [1,3]. La cavitación aparece cuando la relación de la diferencia de presión

$$x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v}$$

(según IEC 60534-8-4 [1,5]) es mayor que el coeficiente característico de la válvula  $x_{Fz}$  para el inicio de cavitación. En la válvula se forman burbujas de vapor que se destruyen también allí por implosión debido a que  $p_2 > p_v$ . El índice de cavitación  $\sigma_i$  en [6] para inicio de la cavitación equivale al inverso del valor  $x_{Fz}$ . Si la presión a la salida  $p_2$  es menor a la presión de vapor  $p_v$ , aparece flashing y la evaporación se

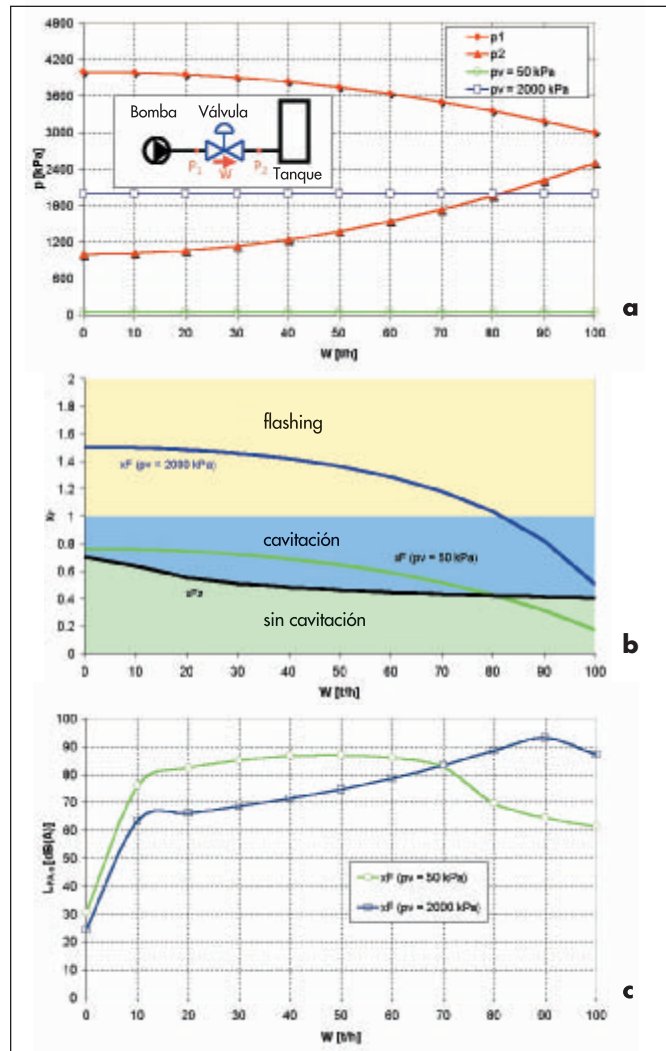


Fig. 1: Condiciones típicas de una refinería: datos de proceso (a), relación de diferencias de presión y cavitación/flashing (b), nivel de ruido (c)

mantiene hasta en la tubería después de la válvula (flujo en dos fases).

En la fig. 1b en relación con la fig. 1a, se muestra como  $x_F$  disminuye cuando el caudal másico  $W$  aumenta. Los tres diferentes estados de flujo en la válvula se representan con los siguientes colores:

- flujo turbulento cuando  $x_F < x_{Fz}$  (zona verde en fig. 1b)
- cavitación cuando  $x_F \geq x_{Fz}$  y  $x_F < 1$  (zona azul en fig. 1b)
- flashing cuando  $x_F \geq 1$  (zona amarilla en fig. 1b)

La presión de vapor junto con las presiones de proceso  $p_1$

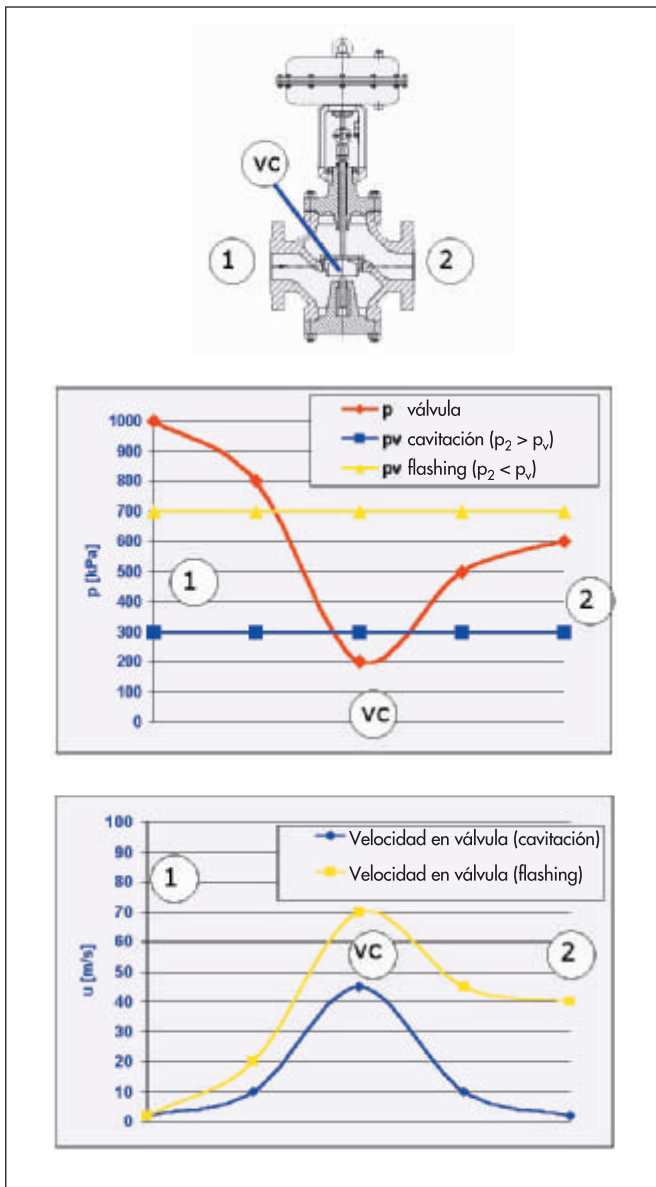


Fig. 2: Evolución de la presión y velocidad con cavitación y flashing (1: entrada válvula, vc: vena contracta, 2: salida válvula)

y  $p_2$  y el coeficiente característico de la válvula  $x_{Fz}$  determinan si aparecerán y cuando los fenómenos de la cavitación y el flashing. Para presiones de vapor relativamente pequeñas la válvula cavitará y desarrollará ruido de cavitación para pequeños y medianos caudales. La fig. 1b muestra en relación con la fig. 1a y para la presión de vapor menor  $P_v = 50$  kPa, que  $x_F$  es inversamente proporcional a  $W$  (curva verde  $x_F(W)$ ). Entre 80 y 100  $t_n/h$  el flujo en la válvula no cavita, pero por el contrario por debajo de 80  $t_n/h$  si cavita. Por consiguiente el nivel de ruido entre 10 y 70  $t_n/h$  está entre 80 y 88 dB(A) (fig. 1c, curva de ruido verde). Para la otra presión de vapor  $P_v = 2000$  kPa de la fig. 1a el flujo cavita en la zona de caudales superiores (fig. 1b, curva azul) y aproximadamente bajo 80  $t_n/h$  se presenta flashing. Como el nivel de ruido en cavitación es claramente superior al nivel de ruido en flashing [1], aquí la válvula es más ruidosa entre las 70 y 100  $t_n/h$ , con valores entre 85 y 93 dB(A) (fig. 1c, curva de ruido azul).

Para evaluar las condiciones de flujo y poder seleccionar la válvula de control adecuada en cada caso, es absoluta-

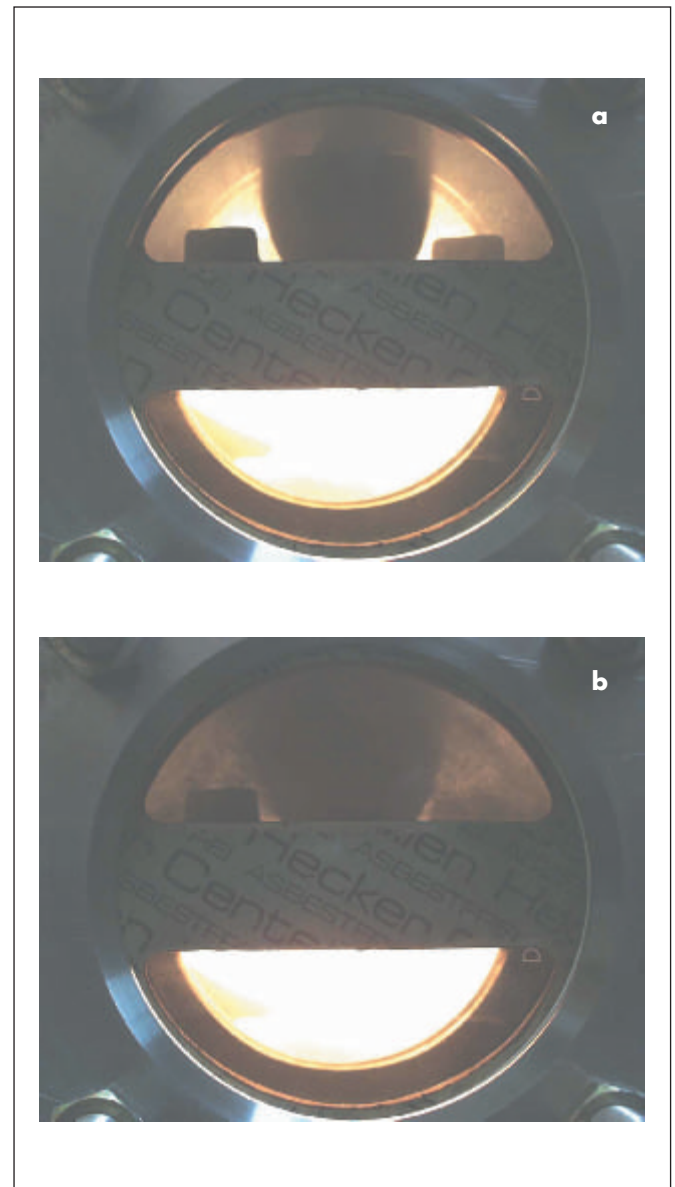
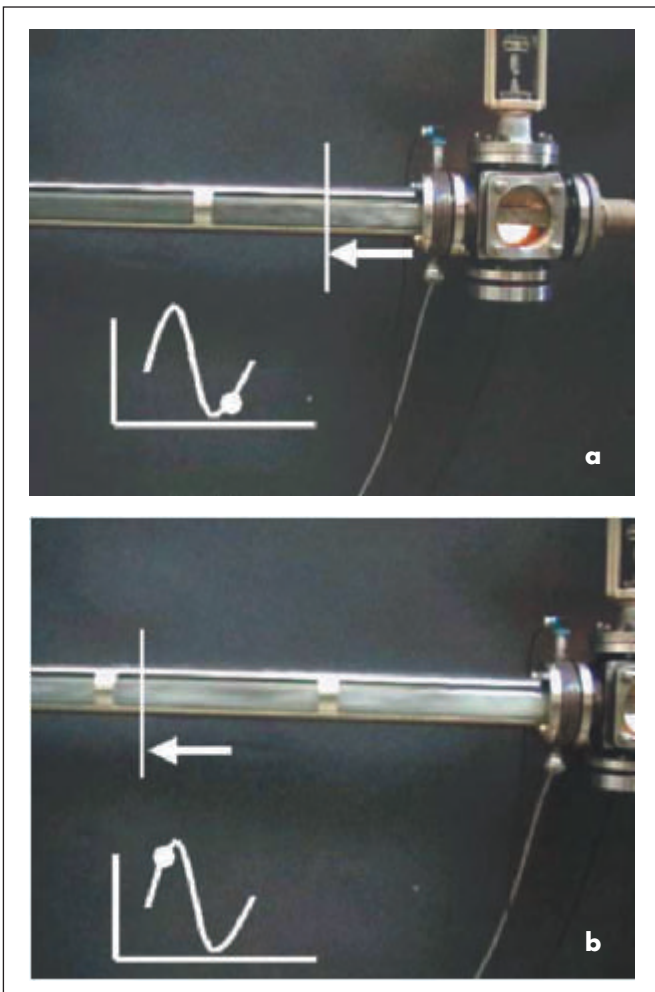


Fig. 3: Visualización de la cavitación (a) y flashing (b) con el flujo llegando desde abajo

mente necesario conocer los datos de proceso lo más exactamente posible. Es especialmente importante conocer la presión real a la salida de la válvula. La pérdida de presión en las tuberías y codos entre la válvula y por ejemplo un tanque a presión constante, influyen la presión en la salida de la válvula y en consecuencia el tipo de flujo. Cuando las condiciones de trabajo están cerca del punto de transición entre los fenómenos de cavitación y flashing en  $x_F = 1$ , puede existir tanto flashing como cavitación.

**Los fenómenos de cavitación y flashing.** Todos los exámenes de estos fenómenos se basan en el estudio de la variación de la presión y de la velocidad de flujo del medio a través de la válvula (figs. 2a y b, [1]).

**Cavitación.** Para una presión de entrada  $p_1$  constante, al aumentar la diferencia de presión en la válvula, disminuye la presión mínima en la zona de restricción, zona generalmente denominada como vena contracta, vc, hasta el valor de la presión de vapor del líquido,  $p_v$ , para  $x_F > x_{Fz}$ . Y como  $p_2 > p_v$  las burbujas formadas en el elemento de restricción



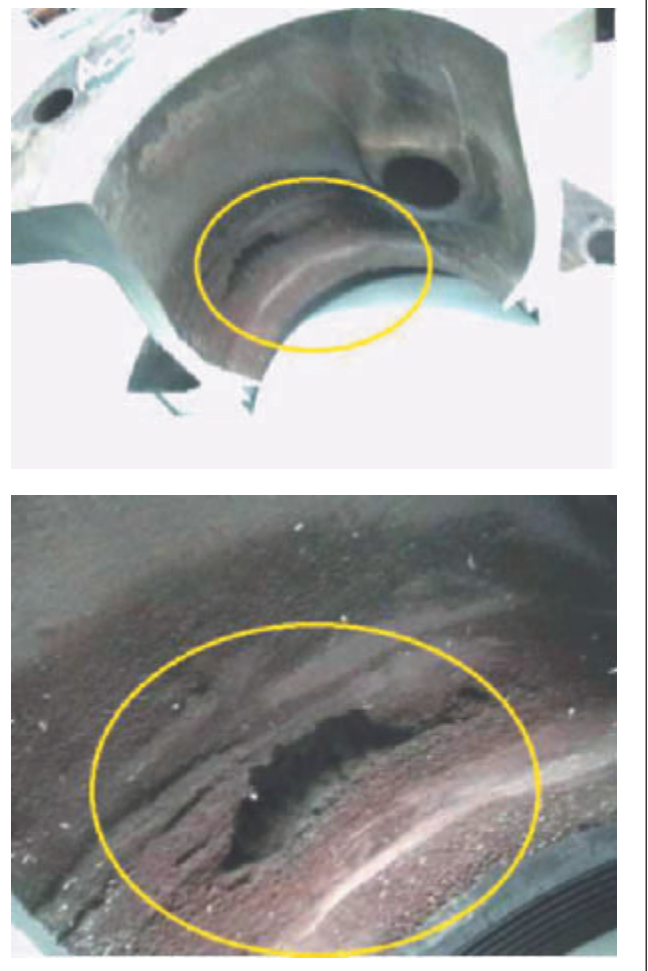
**Fig. 4:** Tipo de ondas de choque durante el flashing que provocan vibraciones en las tuberías (a: onda de choque inicial, b: onda de choque final)

colapsan aguas abajo de la  $v_c$  de la válvula. En la fig. 3a se visualiza el flujo en cavitación en la válvula aguas abajo de la vena contracta,  $v_c$ .

Según la intensidad de la cavitación pueden ocurrir los siguientes problemas:

- Emisión de ruido debido a la cavitación, con niveles máximos de 100 dB(A) (fig. 1c, [1])
- Daños en partes de la válvula o tubería debido a la erosión por la cavitación (fig. 5, [1])
- Vibraciones en el obturador y en el conjunto de la válvula (fig. 8)
- „Choked flow“, limitación del caudal, que tiene que considerarse al calcular el  $K_{vs}$ , [4].

**Flashing.** La cavitación termina y se convierte en flashing cuando la diferencia  $p_2 - p_v$  es  $\leq 0$ . Las burbujas de vapor del flujo en dos fases que sale de la válvula no implosionan, sino que permanecen intactas (figs. 3b y 4a y b). El resultado es una densidad de la mezcla de líquido/vapor bastante menor aguas abajo de la válvula en comparación con la densidad en la entrada de la válvula (la cual es una única fase líquida). Esto conduce en el caso de flashing, a un aumento de la velocidad de flujo promedio, en comparación a la velocidad en la entrada de la válvula. En la fig. 2b, por ejemplo, la velocidad en la salida es aprox. 40 m/s, claramente superior a la velocidad en la entrada, 2 m/s. Cuanto mayor sea la velocidad de flujo promedio en la salida de la válvula, mayor es el



**Fig. 5:** Erosión en el cuerpo de una válvula rotativa debido a la cavitación

desequilibrio entre las fases líquida y vapor. Las figs. 4a y b ilustran claramente la propagación de las ondas de choque producidas por el colapso de las burbujas, por lo que el completo sistema de tuberías puede ser afectado por vibraciones mecánicas de baja frecuencia ( $<10$  Hz).

En aplicaciones donde la presión en la entrada de la válvula es sólo ligeramente superior a la presión de vapor, existe ya en la entrada de la válvula una mezcla de dos fases líquida y vapor. Como resultado se intensifican los efectos anteriormente descritos. Igual que la cavitación, el flashing o flujo de 2 fases, puede causar grandes problemas como:

- Emisión de ruido, pero en niveles claramente inferiores que el causado por cavitación intensa (fig. 1c).
- Daños en partes de la válvula o tubería debido a la erosión por el impacto de las gotas de fase líquida, cuyo efecto se puede empeorar por partículas corrosivas del medio.
- Vibraciones del conjunto de tuberías debido a la propagación de las ondas de choque provenientes de la salida de la válvula, resultado del desequilibrio entre las fases líquida y vapor (figs. 4a y b).
- „Choked flow“, limitación del caudal por flashing, además de una reducción sustancial de caudal en caso de tener dos fases en la entrada de la válvula, [2].

**Medidas contra la erosión por cavitación.** La erosión producida por la cavitación (fig. 5) es más probable

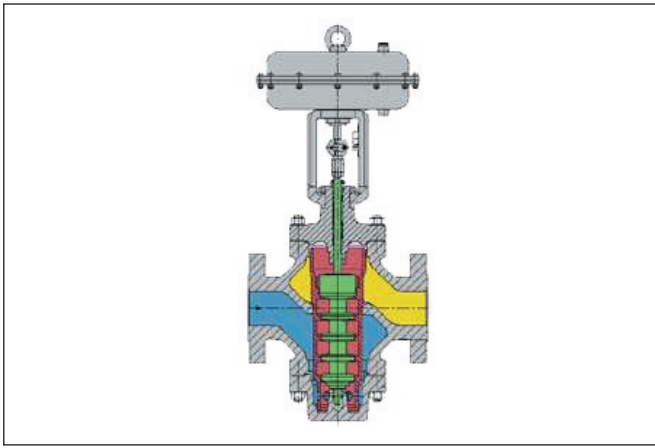


Fig. 6: Ejecución de válvula multietapa con obturador axial para evitar la erosión por cavitación (válvulas de SAMSON serie 255 y 251)

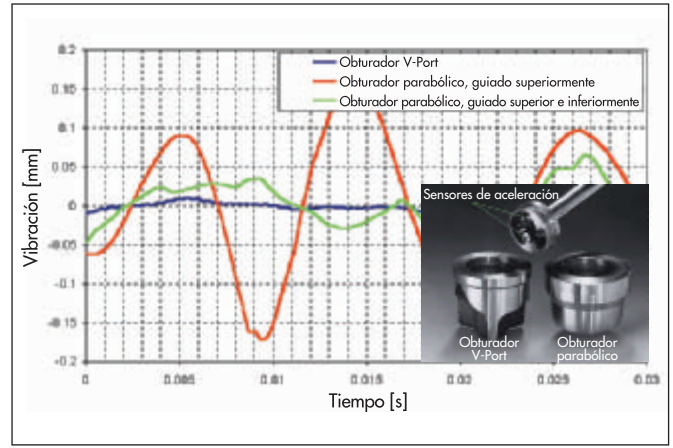


Fig. 8: Diferentes comportamientos de vibración (horizontales a la dirección del vástago) de obturadores V-Port y parabólico

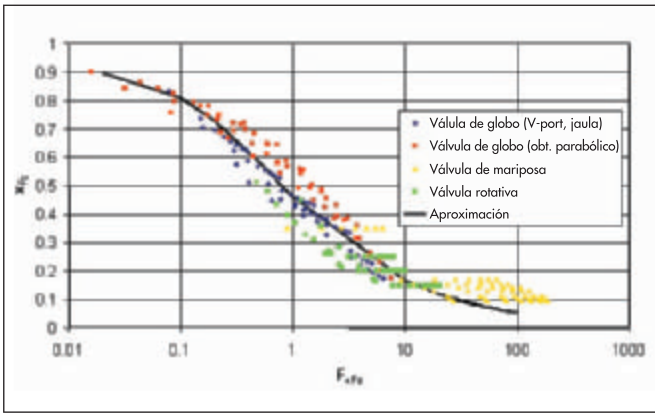


Fig. 7:  $X_{Fz}$  en función de  $F_{xFz} = 0,93 \cdot \sqrt{1/F_L C_v} \cdot F_d$

cuando hay limitación de caudal debido a la elevada velocidad de formación de las burbujas de vapor [1] y cuando la energía cinética de las burbujas arrastradas por el flujo en cavitación (fig. 3a) desde la vena contracta es suficientemente alta. En este caso los parámetros decisivos son el índice de cavitación  $K_c$  (Tabla 1) correspondiente al ratio de presión diferencial  $[3,6 \text{ aquí } 1/\sigma_c]$ , a partir del cual empieza la limitación de caudal, y la diferencia de presiones  $p_1 - p_2$ , que está directamente ligada a la energía cinética del flujo en cavitación.

Por lo general, la velocidad a la salida debería de estar entre 2 y 3 m/s y se deberían utilizar obturadores con construcción de bajas vibraciones. En base a esto, se pueden dar los siguientes valores experimentales para eliminar los problemas de cavitación (reglas empíricas):

- $p_1 - p_2 < K_c \cdot (p_1 - p_v)$ : ningún problema

**Tabla 1: Límites para evitar la erosión por cavitación**

Tipo de válvula	$K_c$ [-]	$\Delta p_{crit, cav}$ [bar]
Válvula de globo de 1 etapa, con asiento y obturador estrellados o de acero endurecido	0,7	25
Válvula de globo de 1 etapa con materiales estándar	0,7	15
Válvula rotativa	0,4	10
Válvula de mariposa y válvula de bola	0,2...0,3	5

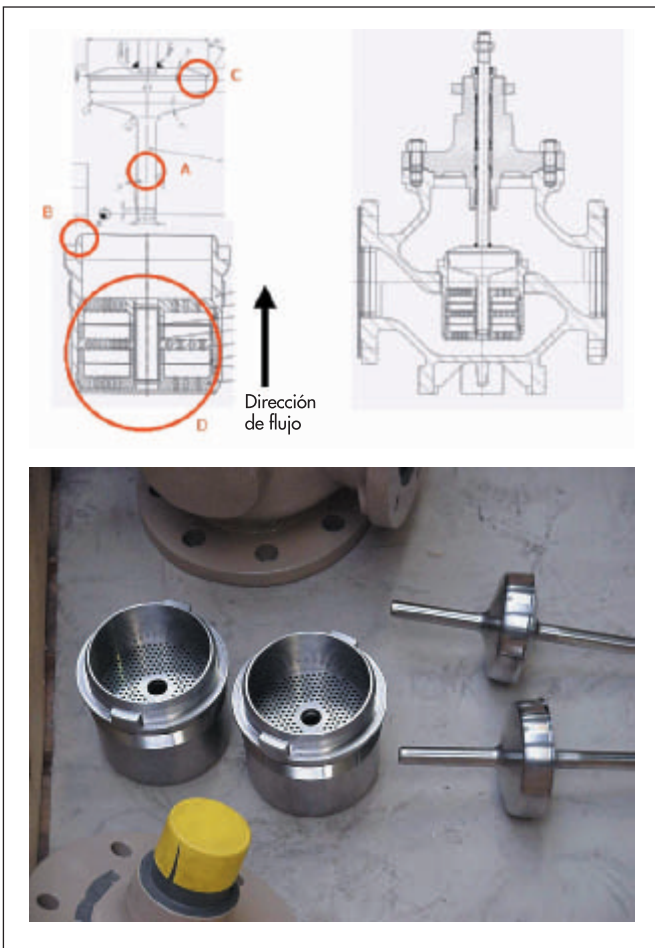
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  y  $p_1 - p_2 < \Delta p_{crit, cav}$  (ver tabla 1): ningún problema
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  y  $p_1 - p_2 > \Delta p_{crit, cav}$  (ver tabla 1): problemas con válvulas en una etapa.
- $p_1 - p_2 \geq K_c \cdot (p_1 - p_v)$  y  $p_1 - p_2 > 25$  bar: se recomiendan válvulas de globo en multietapas (por ejemplo con obturador axial, fig. 6).

**Medidas contra el ruido excesivo causado por cavitación.** Cuando las imposiciones de ruido son muy estrictas la válvula de control se selecciona de forma que los valores de  $x_{Fz}$ , que dependen de la apertura del obturador de la válvula, sean suficientemente grandes para las condiciones de proceso, es decir  $x_{Fz} > x_F$ .

Mientras que el valor de  $K_c$  nos indica el inicio de la limitación de caudal y depende esencialmente del tipo de válvula, como puede ser válvula de globo o de mariposa, el valor de  $x_{Fz}$ , aunque también de lo anterior, depende mucho más de la forma geométrica del elemento de restricción. En [1] se enumeran valores típicos para  $x_{Fz}$  según la posición del obturador de la válvula. Numerosas mediciones demuestran que el número de Reynolds de la válvula juega un papel importante. Esto se contempla en el diagrama de la fig. 7 con la variable  $F_{xFz}$ , que se utiliza para aproximar a una curva los valores de  $x_{Fz}$  de los diferentes tipos y tamaños de válvula. La curva negra representa una aproximación que formará parte de la nueva revisión de la norma IEC 534-8-4 [5] por sugerencia del autor. De esto se derivan las dos ten-

**Tabla 2: Comportamiento del ruido en diferentes válvulas de globo de 1 etapa**

Tipo de válvula de globo	$x_{Fz}$ para apertura del 75%	Disminución de $x_{Fz}$ para apertura <75%	Sensibilidad a impurezas en el fluido	Comportamiento vibraciones
Obturador parabólico	0,25...0,35	claramente hasta 0,8	pequeña	malo, para válvulas con guía superior
Obt. V-Port	0,25...0,35	hasta 0,5	pequeña	muy bueno
Obt. de pistón con jaula	0,25...0,35	hasta 0,5	grande	bueno
Obt. perforado	0,35	muy pequeña	grande	bueno



**Fig. 9:** Sistema nuevo de restricción para la reducción del ruido de cavitación mediante A, B, C y D (A: evita vibraciones, B[C]: aumento del valor  $x_{Fz}$  por la teoría de dinámica de fluidos para una mayor [menor] apertura de la válvula, D: aumento del valor  $x_{Fz}$  por reducción de la presión por etapas para mayores aperturas de la válvula)

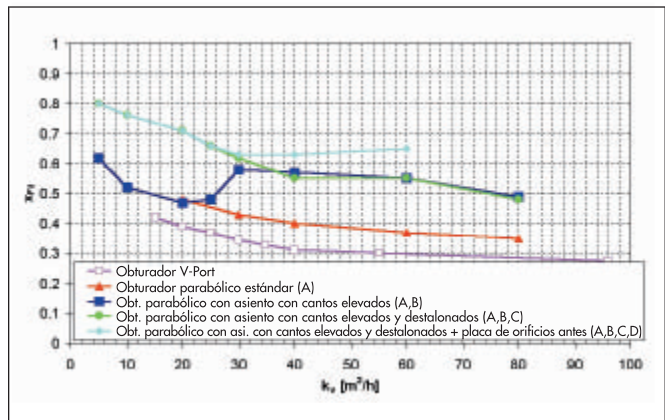
dencias fundamentales que se nombran a continuación:

- El valor de  $x_{Fz}$  disminuye al aumentar el valor de  $K_v$
- El valor de  $x_{Fz}$  aumenta al disminuir el factor de forma  $F_d$  [4]

En el factor de forma  $F_d$  se manifiestan los detalles geométricos de diseño del elemento de restricción. Este factor es más pequeño, cuanto menor es el diámetro hidráulico. El menor diámetro hidráulico se da en orificios anulares con simetría de rotación, como el orificio existente por ejemplo en obturadores parabólicos en posición abierta. Para una posición abierta, el valor de  $x_{Fz}$  será mayor cuanto mayor sea el diámetro del asiento y cuanto menor sea la apertura del orificio entre asiento y obturador (directamente proporcional al diámetro hidráulico). En cambio, válvulas con obturador tipo pistón con jaula muestran diámetros hidráulicos y factores  $F_d$  sensiblemente mayores, lo cual afecta negativamente a los valores de  $x_{Fz}$ .

Las válvulas de globo con diámetro nominal mayor que 2" tienen por norma general, para una apertura del 75%, valores de  $x_{Fz}$  entre 0,2 y 0,35. Dependiendo del tipo de elemento de restricción, el valor de  $x_{Fz}$  aumenta más o menos al disminuir la apertura. Esto está directamente relacionado con la mayor o menor disminución del factor  $F_d$ .

En la tabla 2 se ilustra claramente como, a parte del obturador parabólico, los otros tipos de obturador en aplicacio-



**Fig. 10:** Valores de  $x_F$  medidos para un asiento de diámetro 80 mm con sistema de restricción como en fig. 9 y obturador V-Port como en fig. 8

nes típicas de refineras como las de las fig. 1 y 2, pueden producir altos niveles de ruido producidos por la cavitación a una diferencia de presión de operación  $x_F > 0,5$  a 0,8. Aquí el obturador parabólico tiene ventajas debido a sus altos valores de  $x_{Fz}$  cuando la apertura de la válvula es menor que el 75%. Su desventaja son las vibraciones mecánicas que puede causar la cavitación, hasta el límite de provocar la rotura de la unión del obturador con el vástago cuando éste va guiado solo desde la parte superior del cuerpo de la válvula. El obturador en V-Port elimina al máximo las vibraciones por su geometría asimétrica de apertura (fig. 8).

En válvulas con jaula y obturadores con orificios, la eliminación de vibraciones es también bastante buena, pero con la desventaja de ser susceptibles a impurezas en los fluidos.

¿Cómo podemos combinar las ventajas de cada uno de los tipos de obturador para reducir la cavitación al mínimo?

La fig. 9 presenta un nuevo sistema de restricción integrado en un cuerpo de válvula estándar. Este sistema ha sido optimizado mediante simulaciones de flujo por ordenador (CFD) y realizando una serie de experimentos. Y tiene las siguientes ventajas:

- El tamaño del asiento no se reduce, para mantener una apertura entre asiento y obturador lo más pequeña posible. Como consecuencia el diámetro hidráulico y el factor  $F_d$  son pequeños, lo cual afecta positivamente al comportamiento del valor  $x_{Fz}$ . Además conduce a un descenso continuo de la presión en un amplio margen de la carrera, como se puede ver en la fig. 10.

- Para evitar vibraciones mecánicas, el obturador está doblemente guiado: en la parte superior y en el asiento, cerca de dónde se producen las vibraciones (fig. 9, señalado con A).

- El asiento tiene un canto de cierre elevado (cierre asiento/obturador fig. 9, señalado con B), que hace aumentar el valor de  $x_{Fz}$  para grandes aperturas de la válvula, porque influye positivamente la estructura de las turbulencias en la zona por debajo del obturador (fig. 10).

- El canto de cierre en el obturador está destalonado (fig. 9, señalado con C). Este diseño aumenta el valor de  $x_{Fz}$  para pequeñas aperturas de la válvula, porque influye positivamente la estructura de las turbulencias en la zona por encima del obturador (fig. 10).

- Adicionalmente se pueden integrar en el asiento placas de orificio por debajo del obturador, que aumentan el valor

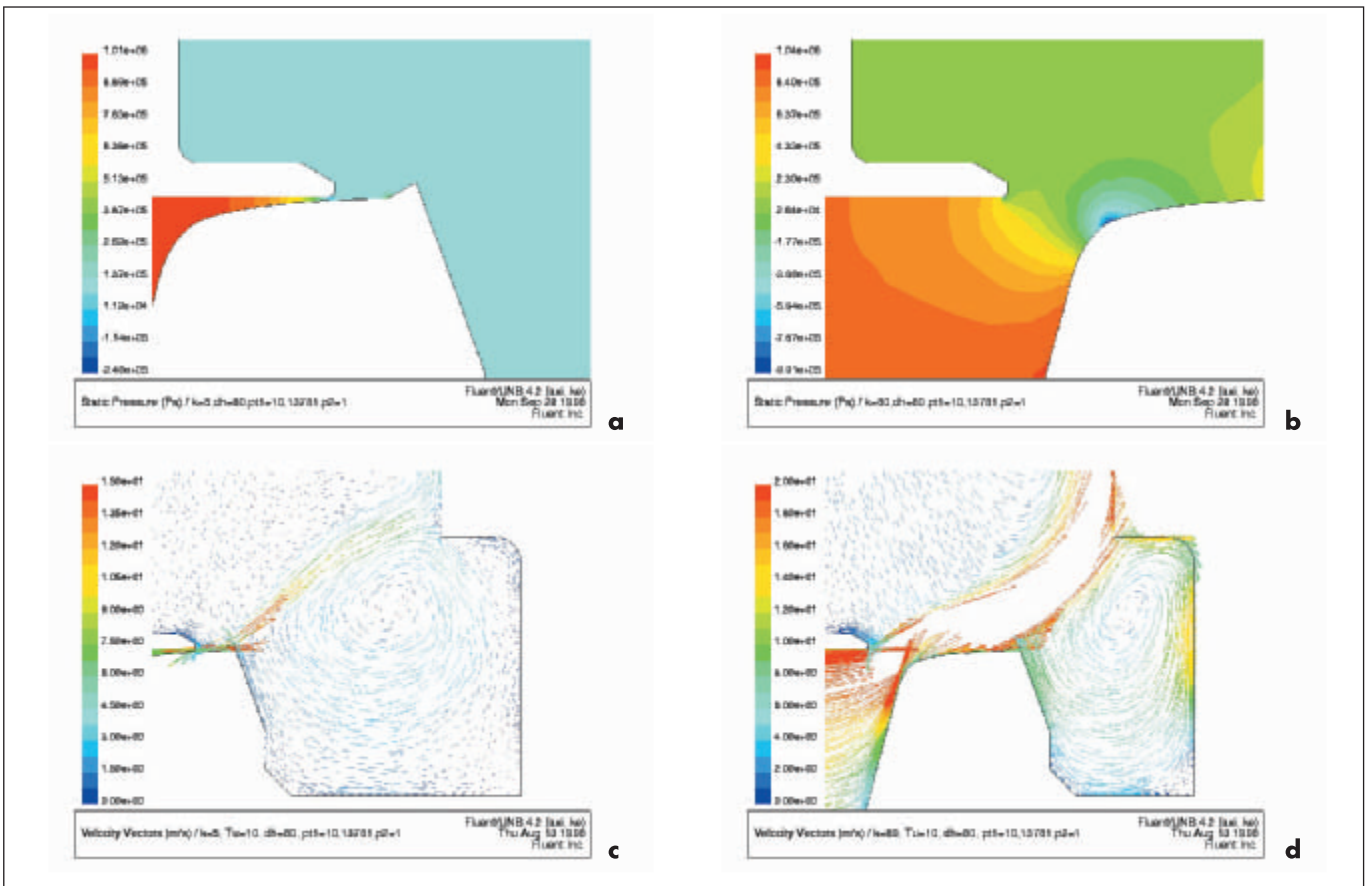


Fig. 11: Simulación CFD para dos aperturas de obturador ( $K_v$  5: a,c y  $K_v$  80: b,d): isobaras y vectores de velocidad

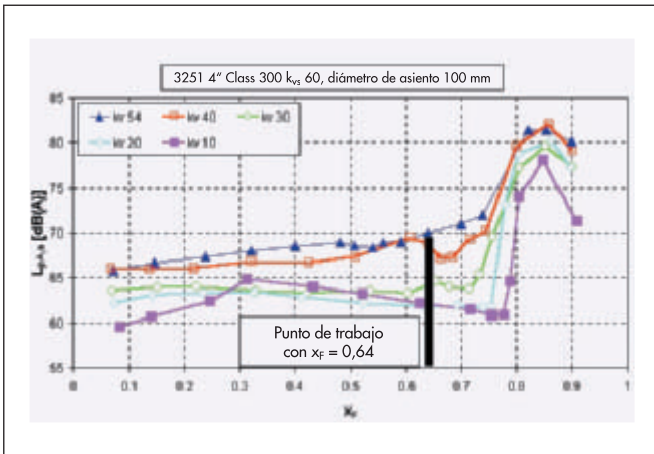


Fig. 12: Ejemplo práctico de una refinera (carga de cisterna) con elevados requerimientos de reducción de ruido ( $p_1 = 1100$  kPa,  $p_2 = 400$  kPa,  $Q = 30 \dots 144$  m<sup>3</sup>/h petróleo,  $x_F = 0,64$ ,  $L_{pA,a} < 70$  dB(A)!

de  $x_{Fz}$  para grandes aperturas de la válvula (fig. 9, señalizado con D) y conduce a una reducción adicional del ruido.

- El obturador también puede ser diseñado con compensación de presiones, es decir mediante un tubo cilíndrico en la parte superior del obturador, un pistón fijo en la parte superior de la válvula y entre ellos una junta, que forman un espacio que está a presión de entrada (mediante un orificio de conexión a la presión antes del obturador) y compensa la presión  $p_1$ . Este sistema es menos propenso a los problemas derivados de posibles impurezas en el fluido que el sistema típico de compensación de presión de la construcción tipo jaula.

- Para diferencias de presión por encima de 1000 kPa con cavitación severa ( $x_F > 0,7$ ) el asiento y obturador deben ser estrellados o bien de acero endurecido.

En la fig. 11 se muestra claramente por los valores de  $x_{Fz}$  medidos, que en uno de estos sistemas el ruido producido por la cavitación se desarrolla a diferencias de presión significativamente mayores en comparación con los obturadores V-Port o tipo pistón o jaula.

Este novedoso elemento de restricción ha sido probado en una aplicación típica de refinera (carga de cisternas donde hay personal trabajando) para mantener el nivel de ruido bajo los 70 dB(A) en los puntos de trabajo dados (fig. 12). La aplicación práctica confirmó las medidas realizadas en el banco de pruebas.

En otra refinera había una válvula de obturador rotativo que causaba niveles de ruido elevados y problemas de erosión con presión en la entrada de la válvula  $p_1 = 1500$  kPa y valores  $x_F = 0,5$  hasta 0,9. Después de 1 ½ año el cuerpo de la válvula estaba gravemente erosionado debido a la cavitación (ver fig. 5, cavitación crítica) y se reemplazó por otra válvula rotativa igual. Un instituto técnico independiente midió en intervalos regulares de tiempo, el espesor del cuerpo de la válvula nueva mediante equipo de visualización termográfica. Después de otro 1 ½ año y costes de mantenimiento (cost of ownership) incluso superiores al propio valor de compra, la válvula rotativa presentó los mismos problemas de desgaste que la primera válvula y finalmente fue reemplazada por una válvula de globo con obturador y asiento con el nuevo diseño, anteriormente descrito. Esta nueva válvula eliminó también aquí con éxito los problemas.

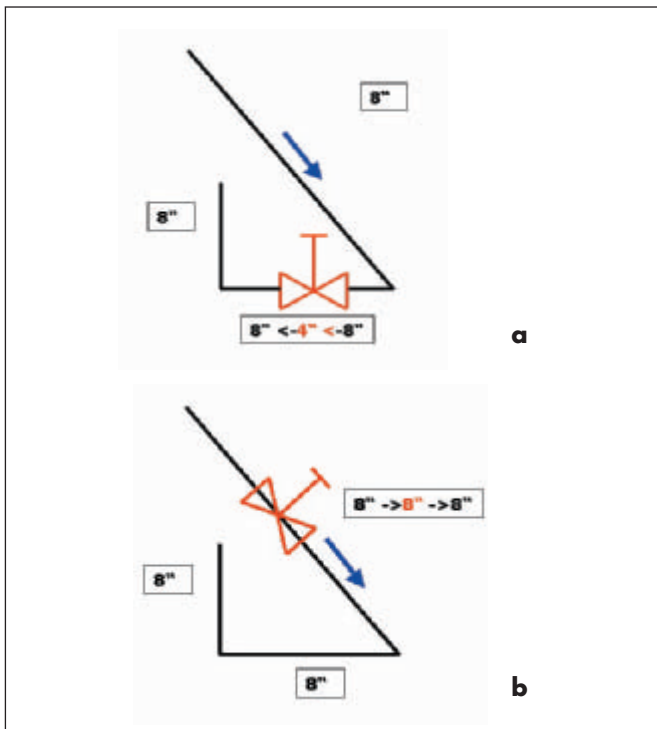


Fig. 13: Cambios en la válvula e isometría de la tubería de una refinería (a: antes, b: después)

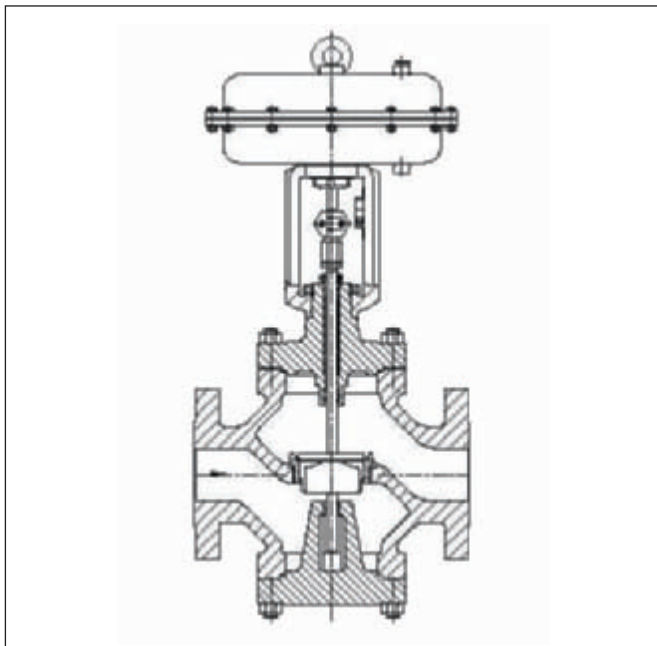


Fig. 14: Válvula de globo con obturador V-Port de bajas vibraciones (SAMSON tipo 3254)

**Medidas contra el flashing.** En el caso del flashing o flujo en 2 fases lo más importante es elegir un diámetro nominal de válvula lo suficientemente grande para limitar la velocidad media de flujo en la salida de la válvula, y así reducir al máximo los problemas que se presentan. Por experiencia no se debería superar los 60 m/s [2]. En aplicaciones donde además el medio es corrosivo, es importante seleccionar el material de la válvula correctamente. Además, se debería reducir como mínimo un grado el tamaño del asiento, para proporcionar instantáneamente el máximo espacio posible al flujo en el lado de p<sub>2</sub>.

En una refinería una válvula de 4" con los siguientes datos de proceso, conducía a los siguientes problemas:

Había problemas de erosión combinado con corrosión en la válvula y en los codos antes y después de la válvula (fig. 13a). Al evaluar los datos de proceso existentes, incluyendo los datos de entalpía, se demostró que la velocidad de salida promedio para un flujo normal y con aprox. 13% de evaporación alcanzaba los 250 m/s. Por eso, el desgaste por erosión producido por el impacto de gotas era prácticamente inevitable.

Una desventaja adicional era la colocación de la válvula entre dos codos en una distancia corta.

El problema se solucionó instalando una válvula de 8" con un obturador V-Port, de bajas vibraciones, K<sub>v5</sub> 80 lineal (de Hastelloy para evitar la corrosión). La válvula se montó centrada en un tramo largo de tubería antes del primer codo (fig. 13b). En este caso los costes, incluyendo paros de la planta, modificaciones y „caras" facturas de instituciones de asesoramientos, fueron como mínimo 10 veces superiores a la inversión inicial para la válvula de 4", hasta instalar la nueva válvula.

En otro lugar de la misma refinería había problemas de vibraciones masivas, que incluso condujeron a la rotura de unos soportes de tubería. La válvula rotativa instalada originalmente era demasiado pequeña (diámetro nominal 12"). Como resultado de la velocidad de flujo excesiva se producían las condiciones de flujo representadas en las figs. 4a y b, lo que causaba en la tubería fuertes vibraciones, efecto que se intensificaba con la elevada recuperación de presión intrínseca a las válvulas rotativas. Con la instalación de una válvula de globo de diámetro nominal mayor (20", fig. 14) con un obturador V-Port se resolvió el problema. Igual que en los ejemplos descritos anteriormente, aquí los costes de mantenimiento fueron significativamente elevados, debido a la mala selección inicial de la válvula.

#### Bibliografía

- [1] Kiesbauer, J.: An improved prediction method for hydrodynamic noise in control valves. Valve World magazine, Vol. 3, Issue 3, June 1998, pp. 33 - 49
- [2] Diener, R.; Friedel, L.; Kiesbauer, J.: Auslegung von Stellgeräten bei Zweiphasenströmung (Sizing of control valves for two-phase flow). Automatisierungstechnische Praxis, Vol. 42, Issue 3, pp. 26 -34
- [3] Stiles, G. F.: Cavitation In Control Valves, Instruments & Control Systems (p. 2086-2093, November 1961)
- [4] Sizing Equations for Fluid Flow under installed conditions, International Standard IEC 534-8-2-1: 2000 (International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland)
- [5] Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International Standard IEC 534-8-4: IEC 65B WG 9 (Secretary) 130B, 2000
- [6] Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation, Instrument Society of America Recommended Practice, ISA-RP75.23



**Dr. Jörg Kiesbauer** jefe del departamento de I+D en SAMSON AG, Mess- und Regeltechnik, Frankfurt/Main, Alemania. Sus campos de investigación van desde las válvulas de control incluido los accesorios, hasta las autooperadas (estudio de caudales, emisiones de ruido, diagnósticos, métodos de predicción). Desde 1999, el Dr. Kiesbauer es un experto invitado al comité IEC 65B WG 9.