

Caracterización de válvulas de admisión y expulsión de aire comerciales

• Pedro L. Iglesias-Rey* • Vicente S. Fuertes-Miquel
• Francisco J. García-Mares • F. Javier Martínez-Solano •
Universitat Politècnica de València, España

*Autor de correspondencia

Resumen

Iglesias-Rey, P. L., Fuertes-Miquel, V. S., García-Mares, F. J., & Martínez-Solano, F. J. (enero-febrero, 2016). Caracterización de válvulas de admisión y expulsión de aire comerciales. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 7(1), 57-69.

El objetivo del trabajo es estudiar en detalle el comportamiento real de diferentes ventosas (válvulas de admisión y expulsión de aire). La primera parte del trabajo describe las diferentes técnicas experimentales de caracterización de ventosas. En la segunda parte se utiliza el banco de pruebas de válvulas de aire construido por Bermad CS en su fábrica de Evron, Israel, para realizar los ensayos de caracterización estática a diferentes ventosas comerciales. Finalmente se realiza un estudio comparativo del comportamiento de los diferentes modelos analizados, analizando los coeficientes más adecuados para la caracterización matemática de estos elementos.

Palabras clave: válvulas de aire, bancos de prueba, aire atrapado, curvas de flujo de aire, laboratorio.

Abstract

Iglesias-Rey, P. L., Fuertes-Miquel, V. S., García-Mares, F. J., & Martínez-Solano, F. J. (January-February, 2016). Characterization of Commercial Air Intake and Exhaust Valves. *Water Technology and Sciences (In Spanish)*, 7(1), 57-69.

The objective of this work was to performed a detailed study of the actual behavior of different valves (air intake and exhaust). The first part of the work describes the different experimental techniques used to characterize the valves. The second part uses an air valve bench test developed by Bermad CS at its Evron factory, Israel, to perform statistical studies with different commercial valves. Lastly, a comparative analysis is described of the behavior of the different models analyzed, including an analysis of the best coefficients for the mathematical characterization of these devices.

Keywords: Air valves, test bench entrapped air, air flow curves, laboratory.

Recibido: 14/01/2015
Aceptado: 29/07/2015

Introducción

El aire atrapado es uno de los principales problemas de la gestión técnica de las redes de distribución de agua. Las bolsas de aire atrapadas en el interior de las conducciones pueden causar numerosos problemas durante el funcionamiento normal de la red (Fuertes, 2001): reducción de la sección transversal de la tubería, pérdidas de carga adicionales, disminución del rendimiento en las bombas, problemas de ruido y vibraciones, corrosión interna de las tuberías debido a la presencia de oxígeno en el aire, pérdida de eficiencia en ciertos tipos de filtros y errores importantes en medidores no diseñados, específicamente, para llevar a un flujo bifásico.

El aire en el interior de las conducciones tiene tres orígenes claramente diferenciados. El primero de ellos está en la cantidad de aire que se encuentra disuelto en el agua. Estas pequeñas cantidades de aire son liberadas a lo largo de la conducción y tienden a concentrarse en los puntos altos de la instalación. Se trata de un proceso que puede ser fácilmente controlado mediante el uso de sistemas de purga, bien sean manuales o automáticos. No obstante, el problema principal del aire en las conducciones aparece cuando las cantidades de aire son importantes. Estos grandes volúmenes de aire tiene dos orígenes claramente diferenciados: la introducción de aire en las conducciones para controlar las depresiones que acontecen durante

los fenómenos transitorios de los sistemas de distribución de agua, y los procesos de llenado y vaciado de las conducciones (Cabrera-Béjar & Tzatchkov, 2012).

Durante los procesos transitorios relacionados con el arranque y la parada de un grupo de bombeo pueden generarse importantes depresiones (Carmona & Aguilar, 1987; Carmona, 1987; Vázquez & Aguirre, 1986). En las circunstancias en las que estas depresiones alcancen el valor de la presión de vapor (Cervantes-Osornio, Arteaga-Ramírez, Vázquez-Peña, Ojeda-Bustamante, & Quevedo-Nolasco, 2013) se originan fenómenos de cavitación en el interior de las conducciones. Una de las estrategias empleadas de forma frecuente para controlar estas depresiones durante los fenómenos transitorios es introducir aire en las mismas (Boulos, Karney, Wood, & Lingireddy, 2005).

Por otro lado, el estudio del problema del llenado de las conducciones no es nuevo. Autores como Zhou, Hicks y Steffler (2002), o Fuertes (2001), proponen modelos matemáticos para estudio del comportamiento del aire durante tales procesos. En todos ellos, uno de los aspectos fundamentales es la representación matemática del comportamiento de las ventosas durante el proceso. En definitiva, la presencia del aire en el interior de las conducciones de agua genera dificultades significativas tanto en los procesos de arranque y parada del sistema como en los fenómenos transitorios (Lingireddy, Wood, & Zloczower, 2004). El aire atrapado en las tuberías tiene una alta capacidad de compresión. Por lo tanto, la aceleración o desaceleración del flujo genera transitorios que pueden dar lugar a la aparición de altas sobrepresiones. Tales presiones pueden ser, en ocasiones, muy superiores a las generadas por fenómenos transitorios sin la presencia de aire, como el fallo del suministro eléctrico de alimentación de las bombas o las maniobras rápidas de cierre de las válvulas.

Para evitar los problemas causados por la entrada y salida de aire, se instalan en las redes de distribución de agua las denominadas ventosas o válvulas de aire. Una vez instaladas, las

ventosas se convierten en una parte del sistema, interaccionando con otros componentes del mismo, como las conducciones, las válvulas o las bombas. Esta interacción conjunta hace que no pueda analizarse su comportamiento sin tener en cuenta el sistema en el que se encuentran instaladas.

El diseño y la selección de las ventosas requieren conocer su comportamiento, que se caracteriza por la capacidad de admisión y expulsión de aire en función de la presión diferencial existente. Pero la caracterización de una ventosa no termina con su capacidad de ventilación, sino que es necesario también saber sus límites de funcionamiento.

Sin duda, uno de los principales problemas relacionados con el funcionamiento de estos dispositivos es el denominado "cierre cinético". Dicho cierre se origina cuando el flotador es arrastrado por la corriente de aire en lugar de por el efecto de flotación del mismo sobre el agua. Este cierre tiene su origen en una presión diferencial excesiva en la ventosa, que origina una velocidad suficientemente alta como para generar que el arrastre sobre el flotador supere el peso del mismo. En estas circunstancias, la ventosa se cierra antes de que el agua llegue a la misma, dejando una parte del aire atrapado en el interior de la conducción. En definitiva, este cierre debe ser estudiado en detalle, al poder generar fenómenos transitorios significativos que pueden dañar los sistemas de distribución de agua.

Una práctica generalizada de algunos ingenieros es considerar el tamaño nominal de la válvula de aire como su parámetro característico. Por lo tanto, es común encontrar en proyectos especificaciones que indican sólo el diámetro nominal de la válvula de aire, sin especificar en modo alguno sus condiciones de diseño (caudal de admisión/expulsión de aire o de presión diferencial). Las normas estadounidenses (AWWA, 2004) establecen que la sección mínima a lo largo de la válvula de aire debe ser igual a la sección de entrada de la misma. Es decir, no es posible reducir la sección transversal

de entrada a lo largo del cuerpo de la ventosa. Por lo tanto, muchos de los fabricantes en todo el mundo diseñan sus ventosas considerando esta restricción. En Europa, el estándar de referencia es la norma EN 1074-4, definido por el CEN (2001).

Por tanto, el objetivo principal de este trabajo es estudiar de modo comparativo el comportamiento de las diferentes ventosas. Primero se realiza un análisis de los diferentes modelos matemáticos de representación del comportamiento de una ventosa. Después se estudian las diferentes técnicas de ensayo de ventosas existentes. Utilizando una de estas técnicas se realiza un extenso estudio experimental sobre una amplia gama de ventosas comerciales del mismo diámetro. A partir de los resultados obtenidos, se hace un análisis comparativo de las curvas características de los diferentes modelos estudiados. Asimismo, se aborda a lo largo del trabajo un estudio para validar la capacidad que tienen los diferentes modelos matemáticos para representar el comportamiento de las ventosas.

Caracterización matemática del comportamiento de las ventosas

El uso de modelos matemáticos para representar el comportamiento del aire atrapado en el interior de las conducciones no es reciente. La inclusión de una cierta formulación del comportamiento del aire a través de una ventosa puede encontrarse bien en algunos textos clásicos como Chaudhry (1987), o Wylie y Streeter (1993), así como en estudios más recientes como Lingireddy *et al.* (2004).

En todos los casos, la caracterización de una ventosa consiste en el establecimiento de una relación entre la capacidad de entrada y salida de aire, y la presión diferencial existente. La ecuación más general de representación del comportamiento de las ventosas se obtiene a partir de considerar éste como un flujo convergente-divergente en una tobera isoentrópica. Así, el caudal másico que puede salir a través de dicha tobera (Cambell & Jennings, 1967) en condiciones de flujo subsónico es:

$$G = \frac{C_d A}{\sqrt{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1^* \rho_1 \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (1)$$

En la ecuación anterior, p_1^* y p_2^* son, respectivamente, las presiones absolutas en la entrada y salida de la tobera; A_1 y A_2 , las correspondientes secciones transversales en los mismos puntos; y C_d es un coeficiente que representa el hecho de que la conversión energética entre presión y velocidad no es perfecta. Asimismo, k representa el exponente adiabático de comportamiento del fluido que para el caso del aire es 1.4.

Esta ecuación es empleada después por Chaudhry (1987), y Wylie y Streeter (1993), para formular las ecuaciones características de la ventosa. La única simplificación introducida por estos autores es considerar que la sección de entrada en la tubería A_1 es mucho mayor que la sección de salida de la ventosa A_2 . Asimismo, se identifican los puntos 1 y 2 con el interior de la tubería y la presión atmosférica exterior para la expulsión de aire y al revés para la admisión. De esta forma, las ecuaciones de este modelo expresadas en términos del caudal másico de aire y de la presión en el interior de la conducción se escriben de la forma:

$$G = C_{d,exp} A p_t^* \sqrt{\frac{7}{RT_t} \left[\left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*}\right)^{1.4286} - \left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*}\right)^{1.714} \right]}$$

si $p_t^* \leq 1.8929 \cdot p_{atm}^*$ (flujo subsónico)

$$G = C_{d,exp} A \frac{0.686}{\sqrt{RT_t}} p_t^*$$

si $p_t^* > 1.8929 \cdot p_{atm}^*$ (flujo supersónico) (2)

Por otra parte, las ecuaciones para la entrada de aire son:

$$G = C_{d,adm} A \sqrt{7 p_{atm}^* \rho_{atm} \left[\left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1.4286} - \left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1.714} \right]}$$

si $p_t^* \leq 1.8929 \cdot p_{atm}^*$ (flujo subsónico)

$$G = C_{d,adm} A \frac{0.686}{\sqrt{RT_{atm}}} p_{atm}^* = \text{constante}$$

si $p_t^* > 1.8929 \cdot p_{atm}^*$ (flujo supersónico) (3)

En las ecuaciones anteriores, G es el caudal másico a través de la válvula de aire; p_t^* , la presión absoluta en la tubería; p_{atm}^* , la presión atmosférica absoluta; R , la constante característica de los gases cuando se considera como gas ideal; ρ_{atm} , la densidad del aire a la presión atmosférica; T_{atm} , la temperatura del aire dentro de la tubería; A , la sección transversal de salida, y $C_{d,exp}$ y $C_{d,adm}$ representan los valores del coeficiente de descarga para flujo de salida y de entrada.

Un planteamiento alternativo del problema de la representación matemática del comportamiento de una ventosa es considerar un valor de referencia para la densidad y suponer el flujo de aire incompresible (Fuertes-Miquel, Iglesias-Rey, García-Mares, & Mora-Meliá, 2009). Esta premisa se basa en considerar que los efectos de compresibilidad del aire son ligeros en la zona de operación habitual de una ventosa (Fuertes-Miquel, Iglesias-Rey, López-Jiménez, Martínez-Solano, & López-Patiño, 2011). En estas condiciones, considerando despreciables los efectos de compresibilidad y admitiendo flujo incompresible, las ecuaciones de comportamiento de la ventosa (Fuertes, 2001) pueden escribirse como:

$$\begin{aligned} G &= C_{v,exp} \sqrt{\Delta p \cdot p_t^*} && \text{Salida de aire} \\ G &= C_{v,adm} \sqrt{\Delta p \cdot p_{atm}^*} && \text{Entrada de aire} \end{aligned} \quad (4)$$

En la ecuación (4) $C_{v,exp}$ y $C_{v,adm}$ son los coeficientes característicos de la ventosa, respecti-

vamente, para el flujo de salida y de entrada, mientras que Δp es la presión diferencial. Los coeficientes característicos C_d de las ecuaciones (2) y (3) son adimensionales cuando se emplean unidades del sistema internacional en la totalidad de las variables. Por el contrario, los coeficientes de la ecuación (4) están calculados considerando que tanto la presión absoluta como la presión diferencial se expresan en bar, mientras que el caudal máximo G se enuncia en m^3/h medidos en condiciones de presión atmosférica.

El objetivo del trabajo desarrollado se centrará en validar los modelos de representación del comportamiento de las ventosas de las ecuaciones (2), (3) y (4). Para ello se analizarán diferentes ventosas comerciales, se determinarán sus características neumáticas y se estudiará para cada una de ellas la validez de los modelos presentados con anterioridad.

Montaje experimental para el ensayo de ventosas

El principal problema relacionado con el ensayo de las características de ventilación de las ventosas es el volumen de aire que es necesario hacer fluir hacia el sistema de prueba. Considérese potencialmente que a la hora de ensayar una ventosa ésta puede alcanzar las condiciones de velocidad sónica. En tales circunstancias, una ventosa de 80 mm (3 pulgadas) de diámetro puede requerir un caudal de aproximadamente 6 200 m^3/h medidos en condiciones estándar. Este caudal másico crece mucho al aumentar el tamaño. Así, una ventosa de aire de 100 mm puede requerir unos 9 700 m^3/h estándar, mientras que una de 300 mm puede requerir un caudal de más de 87 000 m^3/h estándar.

En la actualidad existen dos técnicas principales para probar las características neumáticas de una ventosa. La primera de ellas se basa en el almacenamiento de grandes cantidades de aire en depósitos de aire de alta presión. Después este aire se libera de manera gradual a través de un sistema que reduce la presión hasta la presión de funcionamiento de la válvula de aire.

Incluso suponiendo que el mínimo tiempo de cada prueba sea de aproximadamente un minuto, el volumen mínimo requerido para estas pruebas es grande. Con una presión de almacenamiento de unos 9 bar, el volumen mínimo para probar una válvula de aire de 4 pulgadas es de aproximadamente 32 m³. En el caso de una válvula de aire de 12 pulgadas, este volumen mínimo es superior a 290 m³. Dichos valores se obtienen sin más que calcular el volumen de aire que es necesario almacenar para que descargue el caudal máximo de estas ventosas durante un minuto.

Una opción alternativa consiste en disponer de una soplante con capacidad suficiente para suministrar el caudal de aire necesario durante los ensayos. El problema radica en el tamaño y la potencia de dicha soplante. Se puede hacer una estimación considerando la potencia transmitida al fluido y un rendimiento aproximado del compresor de 85%. En estas condiciones, una ventosa de 12 pulgadas requeriría una soplante capaz de impulsar al menos 24 m³/s, con una presión manométrica de 0.9 bares, lo que supone una potencia aproximada de 1.4 MW.

Ambas tecnologías, adecuadamente realizadas, son muy eficaces para validar el comportamiento de la ventosa con flujo de salida del aire. Sin embargo, la primera metodología es muy ineficiente para probar el funcionamiento de ventosas en fase de admisión de aire, ya que requieren presiones por debajo de la atmosférica.

Para el desarrollo de la fase experimental de este trabajo se ha utilizado el Banco de Ventosas de Bermad. Este banco (figura 1) fue construido por la empresa Bermad CS en su fábrica de Evron, en Israel. Tiene una soplante con una potencia de 315 kW y una capacidad de flujo de aire de escape máximo de 16.320 estándar m³/h (a 20° Celsius), a una presión de 52 kPa. Aunque la potencia indicada es inferior a la descrita en los párrafos anteriores, con el citado banco se han podido realizar los test relacionados con este trabajo, dado que el tamaño de referencia utilizado para el estudio fue de 3 pulgadas (80 mm). No obstante, limitando la zona de funcionamiento de las ventosas no hasta el límite

sónico sino hasta presiones diferenciales como máximo de 0.5 bar tanto en expulsión como en admisión, se dispone de la posibilidad de ensayar ventosas entre 2 y 12 pulgadas de la mayoría de los modelos comerciales existentes.

De manera esquemática, el banco de ensayo utilizado cumple con los requisitos de las normas europeas (figura 2), incluidos los de distancia mínima entre elementos. La fuente de presión está formada por la soplante y el conjunto de válvulas de control que permiten su conexión con el sistema; la línea de ensayo con la ventosa o válvula de aire; el transductor de presión, y el medidor de la masa térmica del flujo de aire. Tanto el transductor de presión como el caudalímetro másico térmico han sido calibrados previamente por laboratorios certificados. La configuración del banco de ensayo es diferente para los ensayos de expulsión y admisión de aire. En el caso del ensayo de expulsión de aire, la soplante está en el comienzo de la instalación y la ventosa a ensayar en su extremo de salida. En el caso del ensayo de admisión de aire, la válvula a ensayar está en el extremo de entrada del aire y la soplante en el extremo de salida.

Las ventosas o válvulas de aire tienen tres funciones claramente diferentes:

- Admisión o entrada de aire. La introducción de grandes cantidades de aire cuando la presión dentro de la tubería es inferior a la



Figura 1. Banco de pruebas para ventosas de Bermad.

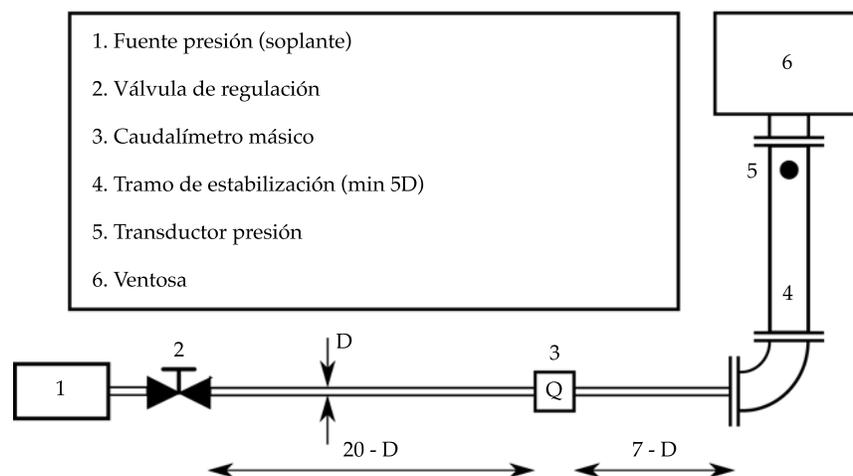


Figura 2. Esquema del montaje experimental utilizado en las pruebas de acuerdo con las normas CEN.

presión atmosférica. Es el caso de vaciado de tuberías.

- Expulsión o salida de aire. La eliminación de grandes cantidades de aire cuando la presión dentro de la tubería es superior a la presión atmosférica. Es el caso de llenado de tuberías.
- Purga. La eliminación de pequeñas cantidades de aire que se acumulan en los puntos altos. Se produce durante el funcionamiento normal del sistema.

Para hacer este trabajo se seleccionaron 19 modelos diferentes de ventosas de 13 fabricantes de 10 países (Alemania, Austria, Bélgica, Francia, Alemania, Israel, Italia, España, Reino Unido y Estados Unidos). Con el fin de ser capaces de comparar las diferentes ventosas, era necesario seleccionar un tamaño común de referencia. En algunos estudios preliminares (García-Mares, Iglesias-Rey, Fuertes-Miquel, Mora-Meliá, & López-Jiménez, 2009) se consideró un tamaño nominal de 50 mm de diámetro como valor de referencia inicial. Sin embargo, los resultados preliminares (Fuertes *et al.*, 2009) recomiendan aumentar el tamaño del estudio a 80 mm (3 pulgadas) y considerar una gama de fabricantes más amplia. Durante este trabajo só-

lo se han considerado las funciones de admisión y expulsión de aire, no la de purga.

Análisis de resultados

El análisis comparativo del comportamiento de las diferentes ventosas significó hacer 194 pruebas con más de 1 600 puntos de medida. Aunque el número de modelos considerados en este estudio fue 19, cada uno de los modelos se probó varias veces, con el fin de verificar la repetitividad de los resultados.

Debido a las particularidades del sistema, se han establecido unos límites para la prueba de los diferentes modelos de ventosas. Estos límites se determinaron debido a ciertas restricciones del sistema, como la presión máxima de funcionamiento admisible, la potencia máxima de operación de la soplante y el par máximo del motor eléctrico que acciona la soplante. Sin embargo, el rango definido permite analizar a fondo el área de funcionamiento normal de las ventosas analizadas. Los límites de operación de la instalación finalmente se fijaron en términos de caudales máximos que podían aceptarse tanto en admisión como en expulsión de aire, y presión diferencial máxima admisible. El caudal máximo fijado fue de 3 000 m³/h, medidos en

condiciones estándar; la presión diferencial máxima fue 0.5 bares tanto para los ensayos de admisión como para los de expulsión de aire.

En este trabajo, el análisis comparativo y numérico del funcionamiento de las diferentes ventosas se ha centrado en los siguientes aspectos:

- Las diferencias existentes entre los datos proporcionados por los fabricantes sobre la capacidad de ventilación de las ventosas en la documentación técnica de sus productos con los datos obtenidos de manera experimental.
- La comparación del funcionamiento extremo de los diferentes modelos. Dicha comparación se ha obtenido analizando los caudales máximos de entrada y salida del aire, y la localización del punto de cierre cinético de la ventosa.
- El efecto que tiene el uso de diferentes tipos de cubierta de una ventosa sobre sus curvas características de comportamiento.

- La validez de los modelos matemáticos para representar el comportamiento de las ventosas.

Diferencia entre los datos del fabricante y los datos experimentales

El análisis de los resultados muestra una gran diferencia entre los datos del fabricante y los datos experimentales en muchos de los casos analizados. En algunos modelos, estas diferencias son muy significativas (figura 3, fabricante R). En estos casos, considerar como válidos los datos aportados directamente por el fabricante puede conducir a importantes errores en los diseños. Tal como puede apreciarse en la figura 3, las diferencias entre los datos del fabricante y los obtenidos en los ensayos son mayores para la admisión de aire que para la expulsión de aire. Incluso algunos fabricantes que tienen una buena representación del aire expulsado (figura 3, fabricantes E y M) tienen algunas discrepancias cuando se trabaja con vacío.

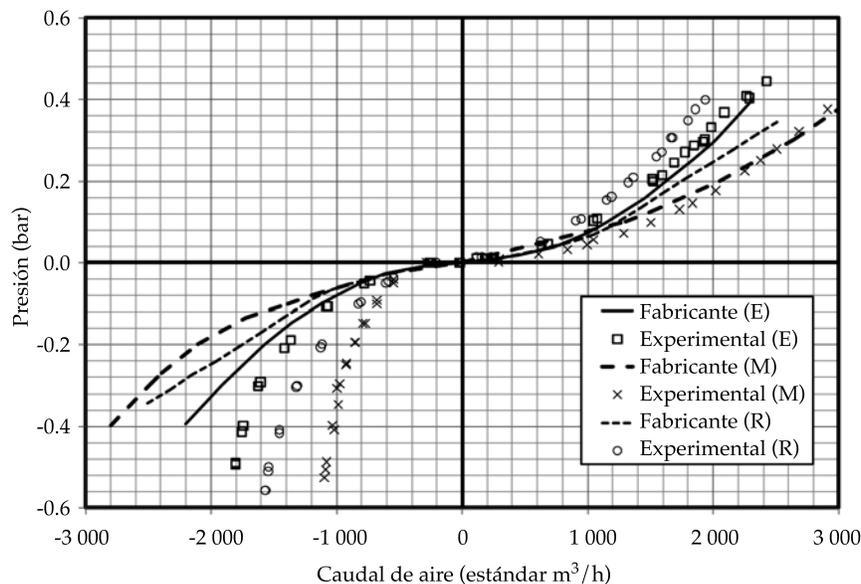


Figura 3. Diferencias entre las curvas del fabricante y los datos experimentales.

Condiciones extremas de funcionamiento de una ventosa

Las condiciones extremas de funcionamiento de una ventosa vienen dadas por dos factores principales: los caudales máximos de admisión y expulsión de aire y el punto en el cual se produce el cierre cinético de la ventosa. En el cuadro 1 se recogen los valores de caudales máximos de admisión y expulsión de aire obtenidos de cada uno de los modelos ensayados, junto con el punto en el cual se produce el cierre cinético. En la columna correspondiente al cierre cinético del cuadro 1, "No" significa que la válvula no se cerró dentro del área de trabajo definida (caudal máximo de 3 000 m³/h estándar, presión máxima de 0.5 bar). Es decir, de las ventosas con esta etiqueta no puede decirse si presentan cierre cinético o no. Tan sólo puede indicarse que no se ha producido dicho cierre dentro del

área de trabajo definida. En cualquier caso, para estas ventosas se recoge siempre el último punto disponible antes de salir de la zona de trabajo. Dicho punto o bien está próximo a los 0.5 bar o bien a los 3 000 m³/h.

En los resultados del cuadro 1 se puede ver el amplio rango de funcionamiento de las ventosas. Un número significativo de válvulas presenta cierre cinético con caudales de aire y presiones diferenciales bajas (B, H, I, N, P).

Para el caso de la admisión de aire, los resultados del caudal máximo de aire trabajando a -0.5 bar están en un rango de 435 a 2 490, una diferencia de casi seis veces. Por ejemplo, un ingeniero que base su diseño en la necesidad de una entrada de aire en el sistema de 1 500 m³/h estándar, sólo podría utilizar ocho de las ventosas consideradas. Más aún, en el caso de que el proyectista recomiende un modelo específico de ventosa para satisfacer el requisito de

Cuadro 1. Resultados extremos de las válvulas de aire probadas.

Modelo	Salida de aire (punto de cierre cinético)			Entrada de aire (vacío)
	Presión (bar)	Caudal másico (std m ³ /h)	¿Cierre cinético?	Máx. caudal a -0.5 bar (std m ³ /h)
A	0.30	880	Sí	- 435
B	0.07	915	Sí	- 1 473
C	0.46	2 231	No	- 1 719
D	0.29	1 955	Sí	- 1 825
E	0.45	2 417	Sí	- 1 812
F	0.46	2 345	No	- 825
G	0.53	972	No	- 1 359
H	0.11	1 015	Sí	- 1 493
I	0.14	1 135	Sí	- 1 648
J	0.51	846	No	- 830
K	0.27	3 493	No	- 2 128
L	0.52	900	Si	- 688
M	0.38	2 912	No	- 1 096
N	0.02	420	Sí	- 1 242
O	0.31	1 300	Sí	- 1 000
P	0.01	780	Sí	- 2 490
Q	0.48	1 178	No	- 650
R	0.40	1 938	Sí	- 1 568
S	0.33	3 168	No	- 2 260

control del aire, éste no puede ser reemplazado por otro sin mirar las especificaciones reales de comportamiento. Aunque dos válvulas tengan la misma entrada nominal (diámetro nominal), existe el riesgo de que el sistema no esté protegido de acuerdo con los requisitos de diseño (ya que la nueva válvula de aire puede no tener la capacidad de flujo de aire requerido).

Efecto de diferentes cubiertas sobre la característica de una ventosa

Uno de los efectos que se ha estudiado de forma específica en el presente trabajo es la influencia que puede llegar a tener sobre el comportamiento de la ventosa el mecanismo de cierre en la parte superior de la misma. Es frecuente que los fabricantes suministren sus ventosas con diferentes sistemas de salida del aire, adaptados en cada caso a la difusión más adecuada. En este caso se han estudiado de forma comparativa las curvas características de un mismo modelo de ventosa con cinco sistemas de cierre diferentes: una salida lateral (SIDE), una salida con aire orientado hacia abajo (DOWN), dos salidas en forma de seta (MUSHROOM y MUSHROOM2)

y una caso en el que la ventosa no tenga instalado mecanismo de orientación del aire.

Los resultados obtenidos (figura 4) muestran comportamientos ligeramente diferentes en cuanto a la capacidad de admisión y expulsión. Aun así, el punto en el cual se produce el cierre dinámico de la ventosa está más o menos centrado en torno al mismo caudal. Podría afirmarse en este caso que el cierre dinámico se produce para un caudal más o menos fijo, independientemente de la cubierta. Dicho punto de cierre es, sin embargo, diferente, en términos de presión diferencial, pues la resistencia que presenta el dispositivo cambia con las diferentes combinaciones de cubierta.

Pero el hecho más significativo del análisis de los distintos tipos de cierre es que ninguno de los fabricantes analizados recoge curvas diferentes en función de la cubierta utilizada. Es decir, en la información técnica proporcionada por el fabricante, las características de una ventosa son independientes de la cubierta utilizada. Esto representa una importante fuente de error que debe ser considerada por los ingenieros durante el diseño.

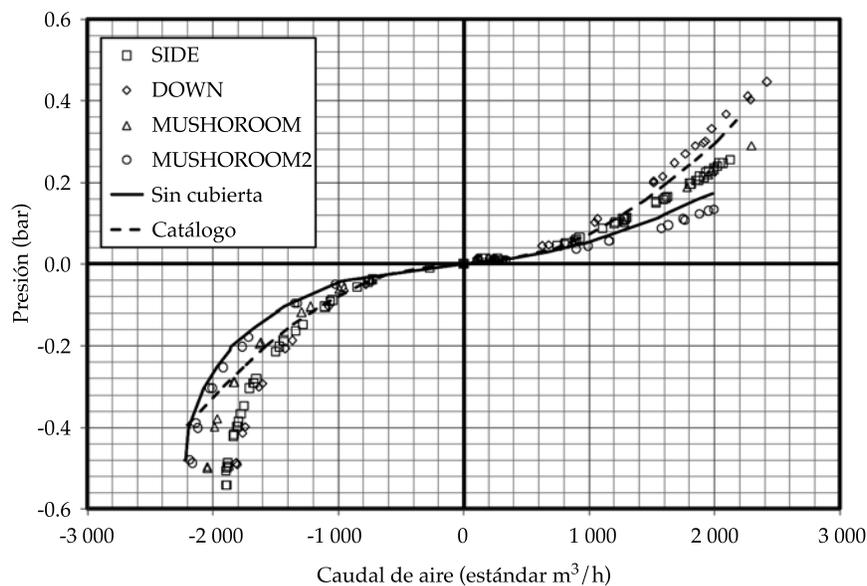


Figura 4. Influencia de la cubierta en su curva característica.

Validación del modelo matemático

Una vez analizados de forma experimental todos los modelos, se validan los diferentes modelos de representación matemática del comportamiento de las ventosas. Para ello, en cada modelo se han ajustado por regresión mínima cuadrática los coeficientes característicos en cada caso. Para el modelo Wylie y Streeter, los parámetros ajustados fueron los coeficientes de descarga de salida y de entrada ($C_{d,exp}$ y $C_{d,adm}$). Para el modelo de flujo incompresible, los parámetros ajustados fueron los coeficientes característicos $C_{v,exp}$ y $C_{v,adm}$.

Los análisis estadísticos y sus errores se muestran en el cuadro 2. Este cuadro recoge el error relativo máximo obtenido con el uso del

parámetro ajustado. En el modelo de Wylie y Streeter hay una gran diferencia entre los valores del coeficiente de descarga obtenidos tanto para salida de aire como para la entrada de aire. Es decir, dicho coeficiente no puede en ningún caso considerarse igual. Los resultados muestran que el modelo de Wylie y Streeter se ajusta bien sólo en unos pocos modelos ensayados y sólo para el flujo de entrada de aire. Para el flujo de salida de aire, el modelo genera errores importantes y por tanto resulta desaconsejable para un gran número de los modelos probados.

Las discrepancias que aparecen en la consideración del modelo de Wylie y Streeter pueden estar en la propia hipótesis de desarrollo del mismo. Este modelo se basa en la consideración del flujo en la ventosa, como el flujo en una tobe-

Tabla 2. Validez de los modelos matemáticos para válvulas de aire.

	Modelo de Wylie & Streeter				Modelo incompresible propuesto			
	Salida aire		Entrada aire		Salida aire		Entrada aire	
	$C_{d,exp}$	Error (%)	$C_{d,adm}$	Error (%)	$C_{v,exp}$	Error (%)	$C_{v,adm}$	Error (%)
A	0.21	9.7	0.11	11.3	1 358	6.2	641	13.8
B	0.49	34.6	0.37	12.4	3 534	33.7	2 071	13.9
C	0.35	71.9	0.40	64.8	2 294	66.9	2 348	52.6
D	0.48	10.6	0.49	4.3	3 209	7.8	2 827	14.4
E	0.47	20.9	0.49	3.6	2 997	17.2	2 834	13.7
F	0.42	46.8	0.22	11.2	2 919	44.3	1 246	21.5
G	0.17	35.3	0.36	7.2	1 079	41.8	2 065	13.6
H	0.37	26.6	0.39	9.0	2 579	24.8	2 159	12.1
I	0.41	11.2	0.44	7.5	2 904	9.4	2 406	11.6
J	0.14	139.8	0.22	8.3	969	149.7	1 211	13.1
K	0.93	10.0	0.58	1.9	6 183	9.2	3 415	18.8
L	0.14	47.7	0.17	23.3	966	58.1	996	31.1
M	0.65	7.4	0.30	11.4	4 259	9.7	1 717	21.2
N	0.36	40.3	0.34	2.1	2 606	40.2	1 892	16.8
O	0.31	18.8	0.26	11.3	2 023	15.7	1 426	11.4
P	0.81	23.3	0.70	3.0	5 896	23.2	4 122	13.0
Q	0.18	39.5	0.17	8.0	1 214	34.6	980	14.6
R	0.41	19.1	0.41	10.4	2 646	15.7	2 250	11.0
S	0.76	26.6	0.62	3.5	4 976	23.5	3 616	14.1

ra adiabática convergente divergente. Sin duda, muchos de los modelos considerados no pueden asemejarse a tal situación, de ahí que el modelo no pueda representar de manera adecuada el comportamiento de las mismas.

En el modelo de flujo incompresible, los resultados son significativamente diferentes. Los errores de flujo de salida de aire son significativamente más bajos. Por el contrario, los errores son un poco más altos que los errores en el modelo considerado por Streeter y Wylie. El mejor ajuste de los datos para expulsión de aire que para admisión de aire hay que encontrarlo en la propia compresibilidad del fluido. Las variaciones de densidad del aire en la zona de expulsión de aire con presiones diferenciales inferiores a 0.5 bar son mucho menores que las que se obtienen para depresiones de -0.5 bar. De ahí que la hipótesis de flujo incompresible sea más adecuada para expulsión que para admisión.

Conclusiones

A la vista del análisis de los resultados y del tratamiento matemático de los mismos, pueden extraerse una serie de conclusiones significativas del trabajo realizado:

- A pesar de que todas las válvulas de aire incluidas en la investigación tienen el mismo tamaño nominal de entrada (3 pulgadas/80 mm), hay grandes diferencias entre la capacidad de admisión y expulsión de aire que presentan unas y otras. Esto demuestra con claridad que para definir de manera correcta una ventosa no es suficiente con indicar su diámetro nominal. Las especificaciones de los ingenieros en sus proyectos deben incluir no sólo el tamaño de la válvula, sino también sus características de diseño (caudal másico de aire y presión diferencial). Por tanto, la problemática de caracterización de las ventosas no es algo que atañe sólo al fabricante, sino también a los ingenieros encargados del diseño, proyecto e instalación.
- El cierre cinético es un parámetro crítico para la selección de las ventosas. Los modelos analizados han presentado comportamientos muy diferentes en lo relativo a dicho cierre cinético. Algunos modelos presentan cierres cinéticos a valores extremadamente bajos, lo que puede influir en las condiciones de llenado de la instalación. La selección de una ventosa con un cierre cinético bajo puede generar importantes aumentos repentinos de presión durante el llenado de tuberías. En cualquier caso, es un parámetro que debe ser conocido por los ingenieros para sus proyectos y eso no está incluido, por lo general, en la información proporcionada por el fabricante.
- Resulta cada vez más necesario revisar con detenimiento la información que los fabricantes ofrecen de sus ventosas. Es frecuente encontrar discrepancias (a veces significativas) entre los datos técnicos del fabricante y su comportamiento real. Asimismo, la documentación técnica de muchos fabricantes no refleja la información sobre el cierre cinético o el diferente comportamiento con diferentes tapas o cubiertas.
- El modelo matemático de Wylie y Streeter para representar el comportamiento de las ventosas ha sido ineficaz para representar su comportamiento, sobre todo durante la salida de aire. El modelo de flujo incompresible resulta mucho más eficaz para representar el comportamiento de la salida de aire, siendo su eficacia mucho menor para el proceso de admisión de aire.
- Los coeficientes característicos $C_{d,exp}$ y $C_{d,adm}$ muestran una gran variabilidad. Como regla general puede afirmarse que el valor de $C_{d,exp}$ es en general ligeramente superior a los valores de $C_{d,adm}$; si bien existen casos puntuales en que esto no ocurre por las características peculiares del dispositivo de expulsión de aire. Asimismo, algo más del 25% de los fabricantes tiene valores de $C_{d,exp}$ del orden de 0.15-0.2; más de un 50%

presenta valores entre 0.35-0.5; y sólo un 20% muestra valores superiores a 0.6. En definitiva, pueden establecerse tres grupos claramente diferenciados de ventosas en función de su capacidad de expulsión. Por el contrario, el mismo análisis no puede realizarse para los coeficientes de expulsión. Los valores del parámetro $C_{d,adm}$ varían entre 0.11 y 0.7, no encontrándose una calificación clara de las capacidades de admisión, al igual que ocurría con las de expulsión de aire. Estos rangos de funcionamiento de los coeficientes $C_{d,exp}$ y $C_{d,adm}$ también presentan sus equivalentes en los coeficientes $C_{v,exp}$ y $C_{v,adm}$.

En definitiva, este trabajo supone un importante punto de partida en la mejora de las técnicas de caracterización de ventosas, lo que sin duda permitirá y aumentará su uso y optimización en redes de distribución de agua. Los resultados experimentales obtenidos no sólo hacen más fácil la investigación sobre el tema, sino que pueden servir de advertencia para los ingenieros responsables del diseño y operación de redes de distribución de agua.

Agradecimientos

Este trabajo fue apoyado por el proyecto DPI2009-13674 (OPERAGUA) de la Dirección General de Investigación y Gestión del Plan de Nacional de I + D + I del Ministerio de Ciencia e Innovación, España.

Referencias

- AWWA (2004). AWWA, C512-04: AWWA Standard for Air-Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves for Waterworks Service. Catalog No. STC_0060331. Denver: American Water Works Association.
- Boulos, P. F., Karney, B. W., Wood, D. J., & Lingireddy, S. (2005). Hydraulic Transient Guidelines for Protecting Water Distribution Systems. *Journal of American Water Works Association*. Vol 97:5 (May, 2005). pp. 111-124.
- Cabrera-Béjar, J. A., & Tzatchkov, V. G. (abril-junio, 2012). Modelación de redes de distribución de agua con suministro intermitente. *Tecnología y Ciencias del Agua, antes Ingeniería hidráulica en México*, 3(2), 5-25.
- Cambel, A. B., & Jennings, B. H. (1967). *Gas Dynamics*. New York: Dover Publications.
- Carmona, R., & Aguilar, L. (enero-abril, 1987). Transitorios hidráulicos en conductos a presión. *Ingeniería Hidráulica en México*, 3(1), 29-52.
- Carmona, R. (septiembre-diciembre, 1987). Transitorios por corte de bombeo. *Ingeniería Hidráulica en México*, 3(3), 53-61.
- Cervantes-Osornio, R., Arteaga-Ramírez, R., Vázquez-Peña, M. A., Ojeda-Bustamante, W., Quevedo-Nolasco, A. (abril-junio, 2013). Comparación de modelos para estimar la presión real de vapor de agua. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 4(2), 51-68.
- Chaudhry, M. H. (1987). *Applied Hydraulic Transients*. New York: Van Nostrand Reinhold Company.
- CEN (2001). EN 1074-4:2000. Valves for Water Supply. Fitness for Purpose Requirements and Appropriate Verification Tests. Air Valves. Bruselas: European Committee for Standardization.
- Fuertes, V. S. (2001). *Hydraulic Transients with Entrapped Air Pockets*. PhD Thesis. Valencia: Department of Hydraulic Engineering, Polytechnic University of Valencia, Editorial Universitat Politècnica de València.
- Fuertes-Miquel, V. S., Iglesias-Rey, P. L., García-Mares, F. J. & Mora-Meliá, D. (2009). Air Valves Behavior. Comparison between Compressible and Incompressible Modelling. *Environmental Hydraulics - Theoretical, Experimental and Computational Solutions* (pp. 293-296; doi: 10.1201/b10999-79). *Proceedings of the International Workshop on Environmental Hydraulics*, Valencia, España.
- Fuertes-Miquel, V. S., Iglesias-Rey, P. L., López-Jiménez, P. A., Martínez-Solano, F. J., & López-Patiño, G. (enero-marzo, 2011). Utilización de las ventosas para la expulsión del aire durante el llenado de las tuberías. Comportamiento adiabático frente a isoterma. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 2(1), 33-50.
- García-Mares, F. J., Iglesias-Rey, P. L., Fuertes-Miquel, V. S., Mora-Meliá, D., & López-Jiménez, P. A. (2009). Comparison of Air Valve Behavior by using CFD Techniques. *Environmental Hydraulics - Theoretical, Experimental and Computational Solutions* (pp. 319-322; doi: 10.1201/b10999-79). *Proceedings of the International Workshop on Environmental Hydraulics*, Valencia, España.
- Lingireddy, S., Wood, D. J., & Zloczower, N. (July, 2004). Pressure Surges in Pipeline Systems Resulting from Air Releases. *Journal of American Water Works Association*, 96(7), 88-94.
- Vázquez, G., & Aguirre, S. (enero-abril, 1986). Análisis de fenómenos transitorios en el acueducto Cutzamala. *Ingeniería Hidráulica en México*, 2(1), 44-51.
- Wylie, E. B., & Streeter, V. L. (1993). *Fluid Transients in Systems*. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- Zhou, F., Hicks, F. E., & Steffler, P. M. (2002). Transient Flow in a Rapidly Filling Horizontal Pipe Containing Trapped Air. *Journal of Hydraulic Engineering*, 128(6), 625-634, doi: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2002)128:6(625).

Dirección institucional de los autores

Dr. Pedro L. Iglesias-Rey

Dr. Vicente S. Fuertes-Miquel

M.I. Francisco J. García-Mares

Dr. F. Javier Martínez-Solano

Universitat Politècnica de València

Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio

Ambiente

Camino de Vera s/n

46022 Valencia, ESPAÑA

Teléfono: +34 (98) 3877 000, extensiones 86111, 86103,

86105 y 86104

piglesia@upv.es

vfuentes@upv.es

fjgarcia@upv.es

jmsolano@upv.es