

# Diseño de instalaciones hidráulicas experimentales con apoyo de la dinámica de fluidos computacional (CFD)

## *Design of hydraulic installations using computational fluid dynamics (CFD)*

(Recepción 30/12/2016; Aceptación 06/04/2017)

Bayón, A.<sup>1</sup>; Vallés Morán, F.J.<sup>2</sup>; Macián Pérez, J.F.<sup>3</sup>; López Jiménez, P.A.<sup>4</sup>

<sup>1,2,3</sup>Instituto de Ingeniería del Agua y Medio Ambiente (IIAMA), Universitat Politècnica de València, Camí de Vera, s/n, València – 46022 (Spain)

<sup>4</sup>Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente (IIAMA), Universitat Politècnica de València, Camí de Vera, s/n, València – 46022 (Spain)

Teléfono: (+34) 96 387 76 13

Email: arbabar@iiama.upv.es

**Resumen.** La cuantificación de pérdidas de carga causadas por elementos singulares en instalaciones hidráulicas no puede realizarse determinísticamente, por lo que debe llevarse a cabo su ensayo en laboratorio. No obstante, para el diseño del banco de ensayos es necesario estimar dichas pérdidas. En el presente trabajo, se plantea un método iterativo apoyado en un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD). En concreto, se emplea el caso de una instalación para un tubo Venturi y la plataforma de código abierto OpenFOAM con cierre de turbulencia Standard  $k-\epsilon$ , obteniéndose así una instalación correctamente dimensionada para el análisis del rango de caudales deseado.

**Palabras clave.** Hidráulica experimental; Venturi; CFD; OpenFOAM,  $k$ -epsilon.

**Abstract.** The quantification of energy losses caused by singularities in hydraulic facilities cannot be deterministically conducted. To do so, laboratory tests must be performed. However, in order to design the necessary test benches, the losses to assess must be estimated. In the work presented herein, an iterative method supported by a computational fluid dynamics (CFD) model is presented. In particular, the case of facility for a Venturi tube is employed, along with the open-source code OpenFOAM, using the RNG  $k-\epsilon$  turbulence closure. As a result, a well-designed facility capable of supplying the desired range of flowrates is obtained.

**Keywords.** Experimental hydraulics; Venturi; CFD; OpenFOAM;  $k$ -epsilon.

## 1. Introducción

La cuantificación de pérdidas de carga singulares causadas por los diferentes elementos de una instalación hidráulica no puede llevarse a cabo de forma determinística. Es por ello que estos elementos deben ensayarse en laboratorio a distintos caudales dentro de su rango normal de operación hasta obtener el valor del coeficiente de pérdidas  $K_V$  que correlaciona las pérdidas ocasionadas por el elemento en cuestión ( $\Delta h_V$ ), generalmente expresadas en metros de altura de columna de agua ( $mca$ ), con el cuadrado del caudal ( $Q$ ):

$$\Delta h_V = K_V \cdot Q^2 \quad (1)$$

El problema surge a la hora de dimensionar el banco de ensayos, pues todos los elementos, especialmente, el grupo de bombeo, deben ser dimensionados para suministrar los caudales deseados y, como es sabido, dichos caudales dependen de las pérdidas a vencer en el conjunto de la instalación, incluyendo las causadas por el elemento cuyo factor  $K_V$  se desea cuantificar.

En el presente trabajo, se desarrolla una metodología para salvar este inconveniente, en la que se emplean técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD)

para aproximar a priori las pérdidas causadas por un elemento singular en una instalación hidráulica a presión, en este caso, un tubo Venturi, en combinación con los métodos convencionales de diseño de instalaciones hidráulicas a presión.

## 2. Materiales y métodos

### 2.1. Instalación hidráulica

La instalación cuenta con elementos preexistentes, tales como un depósito atmosférico de gran capacidad y una bomba centrífuga situada en aspiración, cuya curva motriz a  $f = 50$  Hz, obtenida experimentalmente con un  $R^2 = 0.9998$  y expresada en unidades del S.I., se aproxima a la función siguiente:

$$H_b = 12.2 \alpha^2 + 97.1 \alpha Q - 1,132.8 Q^2 \quad (2)$$

Donde  $\alpha$  es la variación relativa de la frecuencia de alimentación de la bomba. La Fig. 1 muestra un esquema del diseño de la instalación, incluyendo los elementos preexistentes y los tramos que constituyen el banco de pruebas.



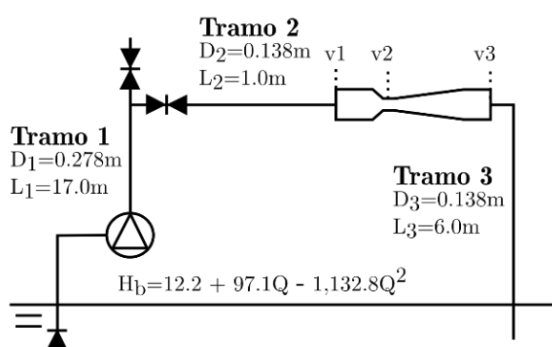


Figura 1. Esquema general de la instalación experimental.

La cuantificación del coeficiente de pérdidas continuas ( $r$ ) se lleva a cabo mediante la expresión de Darcy-Weisbach para flujo incompresible:

$$r = \frac{8 f L}{\pi^2 g D^5} \quad (3)$$

Donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $D$ , el diámetro interior de la conducción,  $L$ , la longitud de ésta y  $f$ , el factor de fricción, estimado mediante la ecuación de Colebrook-White para flujo turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (4)$$

Donde  $\varepsilon$  es la rugosidad absoluta de la conducción y  $Re$ , el número de Reynolds, función del diámetro interior de ésta, el caudal y la viscosidad cinemática del fluido trasegado ( $\nu$ ):

$$Re = \frac{4 Q}{\pi D \nu} \quad (5)$$

Las pérdidas locales de los distintos elementos singulares de la instalación se tienen en cuenta añadiendo a la longitud de cada conducción ( $L$ ) un número de diámetros equivalentes ( $L_{eq}$ ) según el tipo de elemento, de modo que la longitud total para el cálculo de la Ec. (3) resulta:

$$L_T = L + L_{eq} \quad (6)$$

La distancia en diámetros equivalentes según elemento, resumida en la Tabla 1, se encuentra disponible en la bibliografía técnica específica, como Mataix (1982), Sotelo (1982) o White (1994).

Al tratarse de un circuito cerrado, el punto de funcionamiento de la instalación se obtiene igualando la expresión de la curva motriz de la bomba (2) a la suma de las pérdidas de carga singulares y continuas de los tres tramos del circuito, generalizando la Ec. (3) a los tres tramos de la instalación y añadiendo las pérdidas causadas por el dispositivo a ensayar, adaptando la Ec. (1):

$$\Delta h = \left( \frac{8}{\pi^2 g} \sum_{i=1}^{i=3} \frac{f_i L_{T,i}}{D_i^5} + K_V \right) \cdot Q^2 \quad (7)$$

Tabla 1. Número de singularidades por tramo con correspondencia en número de diámetros equivalentes.

	Tr. 1	Tr. 2	Tr. 3	$L_{eq}$
Nº válv. reguladora	1	1	0	50 D
Nº codo 90°	3	1	1	16 D
Nº conexión en T	1	1	0	40 D
Nº válv. pie oscilante	1	0	0	75 D
Salida de tubería	0	0	1	45 D
Reducción	1	1	0	65 D

Como siempre, dicho proceso debe realizarse iterativamente, al ser el factor de fricción dato para el cálculo del caudal de funcionamiento y, a la vez, dependiente de éste, lo que se realiza de forma sencilla mediante un algoritmo de optimización numérica.

## 2.2. Modelo CFD

A fin de calcular el punto de funcionamiento de la instalación es necesario conocer el coeficiente de pérdidas del elemento que, justamente, se desea analizar. Para ello, se emplea un modelo CFD del dispositivo en cuestión, obteniéndose un valor aproximado de  $K_V$ , pudiendo entonces procederse a estimar las pérdidas según se indica en la Ec. (1).

En el caso de estudio analizado en el presente trabajo, un tubo Venturi con finalidad experimental, las dimensiones se hallan en el alzado de la Fig. 2 ( $a = 0.138\text{m}$ ,  $b = 0.040\text{m}$ ,  $c = 0.057\text{m}$ ,  $d = 0.030\text{m}$ ,  $e = 0.278\text{m}$ , ancho =  $0.138\text{m}$ ).

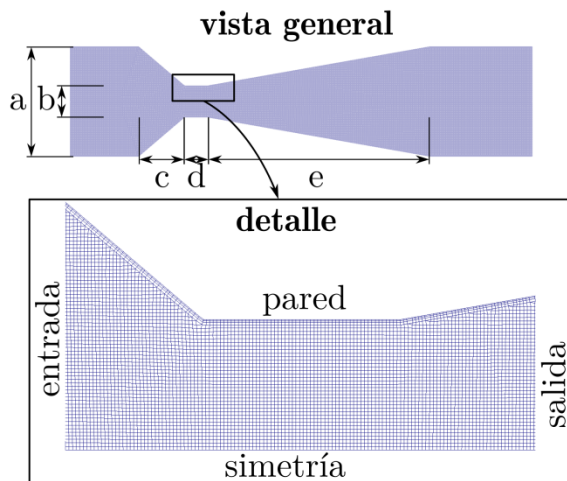


Figura 2. Malla numérica, dimensiones y condiciones de contorno.

El modelo CFD empleado se basa en la hipótesis de flujo newtoniano, incompresible, monofásico, turbulento, isotrópico y estacionario. A fin de economizar recursos computacionales y dado que se pretende realizar un cálculo aproximativo, según se explica en Bayón y López-Jiménez (2015), se emplea un modelo bidimensional con cierre de turbulencia RANS Standard k- $\varepsilon$  (Launder y Sharma, 1974). Se adopta el método de discretización de los volúmenes finitos (FVM) en su implementación en la plataforma de libre acceso basada en librerías y aplicaciones en C++ OpenFOAM.

La discretización del dominio a modelar se realiza mediante una malla estructurada de elementos cuadrados por las ventajas que éstas presentan respecto a sus contrapartes no estructuradas (Bayón et al., 2016). Dicha malla es creada mediante las aplicaciones blockMesh y snappyHexMesh, integradas en OpenFOAM. El tamaño de las celdas de la malla es  $\Delta x = 0.56 \text{ mm}$ , lo que da pie a una malla de 101,391 elementos, si se tiene en cuenta que, como se muestra en la Fig. 2, se añaden tres capas de elementos de tamaño decreciente en las zonas de contacto con contornos sólidos a fin de refinar la malla donde se esperan mayores gradientes, debido al desarrollo de capas límite y, en el caso de un tubo Venturi, también a la ocurrencia de despegues de flujo.

La elección del tamaño de celda  $\Delta x = 0.56 \text{ mm}$  proviene de un análisis de convergencia de malla, para el que se ha aplicado la metodología desarrollada en Celik et al. (2008) a cinco mallas de la Tabla 2, refinadas con un coeficiente de  $r = 1.5$  entre tamaños sucesivos, es decir, con un coeficiente de refinamiento global de  $r_g = 5$ , muy superior al mínimo de  $r_{g(\text{min})} = 1.3$  estipulado por Celik et al. (2008).

Tabla 2. Características de las mallas empleadas en el análisis de convergencia de malla.

	$\Delta x$ (mm)	Nº celdas	$y^+$ min	$y^+$ max
Malla 1	0.373	225,126	6	51
Malla 2	0.560	101,391	9	66
Malla 3	0.830	45,908	12	87
Malla 4	1.250	20,768	18	117
Malla 5	1.877	9,570	27	166

Los resultados de dicho análisis muestran que, para  $\Delta x = 0.56 \text{ mm}$ , se alcanza un orden aparente de  $p = 0.97$ , muy próximo al orden formal del modelo, aumentando dicha variable, tanto en los tamaños mayores, como los menores, donde los bajos valores de  $y^+_{\text{min}}$  denotan que se está peligrosamente cerca de la subcapa laminar, por lo que el modelo de pared de alto número de Reynolds empleado no opera como debería (Schlichting y Gersten, 2000). Para el tamaño de malla en cuestión, se alcanza un índice de convergencia de malla del  $GCI = 3.3\%$  y un error aproximado de  $e_a = 5.6\%$ , valor mínimo en comparación con las otras mallas.

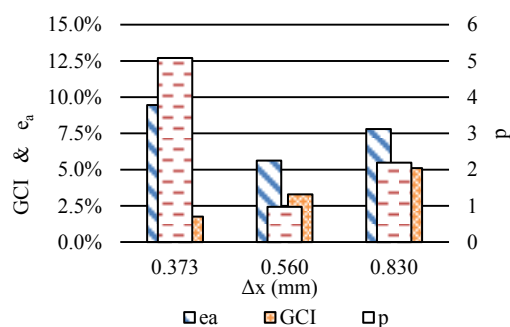


Figura 3. Orden aparente del modelo ( $p$ ), índice de convergencia de malla ( $GCI$ ) y error aproximado ( $e_a$ ) según tamaño de malla.

Respecto a las condiciones de contorno, se impone a la entrada una velocidad constante con condición de contorno de Von Neumann nula para la presión, al contrario que la salida, donde a la presión se le impone una condición de Dirichlet nula, representando una salida libre. A los contornos sólidos se les impone condición de no deslizamiento y una función de pared de alto número de Reynolds, como se explica en Bayón y López-Jiménez (2015), habiendo de asegurarse que la coordenada  $y^+$  se mantiene siempre cerca de  $y^+ \sim 30$ . A fin de reducir a la mitad el número de elementos de la malla y, en consecuencia, los tiempos de cálculo, se impone una condición de contorno de simetría a la sección longitudinal central del dominio, como se muestra en la Fig. 2.

### 3. Análisis de resultados

La Fig. 4 muestra una representación gráfica de los resultados del modelo CFD, donde se aprecia el aumento de la velocidad y la consiguiente caída de la presión en la zona de la garganta del tubo Venturi, indicándose las zonas donde la presión cae por debajo de la presión de vapor del agua ( $p_v$ ), es decir, donde cabe esperar la formación de burbujas de cavitación, lo que constituye el objetivo del dispositivo experimental diseñado en el caso de estudio expuesto.

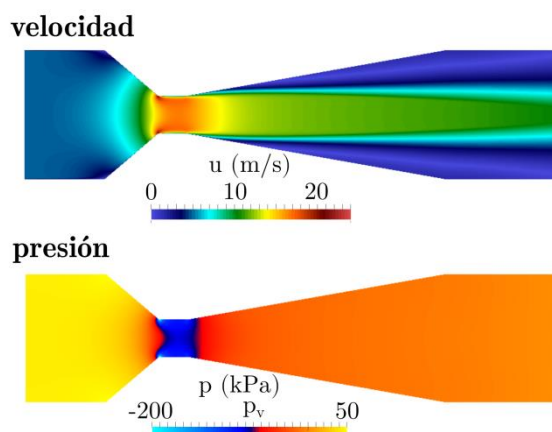


Figura 4. Campo de velocidades y presiones resultante. Las zonas en oscuro del gráfico inferior indican zonas de cavitación.

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las secciones inicial y final del modelo, al estar a la misma cota y ser la velocidad constante en ambas, la caída de la presión estática media entre secciones, observable en la Fig. 4, constituye la pérdida de carga causada por el dispositivo ( $\Delta h_V$ ). Conocido el caudal impuesto al modelo CFD, la Ec. (1) permite conocer el coeficiente de pérdidas del dispositivo que, en este caso, resulta ser  $K_V = 560 \text{ mca}/(\text{m}^3/\text{s})^2$ .

Con este dato, se puede calcular el punto de funcionamiento de la instalación siguiendo el proceso iterativo descrito anteriormente. En el caso de estudio expuesto, se obtiene un caudal de funcionamiento de  $Q_f = 80 \text{ l/s}$  para un régimen de giro de la bomba de  $\alpha = 0.89$  ( $f = 44.5 \text{ Hz}$ ). En esta situación, las

pérdidas ocurridas en los tres tramos se representan en la Tabla 3. Todas ellas, sumadas también a las causadas por el tubo Venturi ( $\Delta h_V = 3.58 \text{ mca}$ ), resultan en la altura del punto de funcionamiento,  $H_f = 9.32 \text{ mca}$ .

Tabla 3. Pérdidas de carga, en mca, continuas ( $\Delta h_c$ ), singulares ( $\Delta h_s$ ), del Venturi ( $\Delta h_V$ ) y totales ( $\Delta h$ ) por tramo de la instalación.

Tramo	1	2	3
$\Delta h_c$	0.08	0.14	0.82
$\Delta h_s$	0.35	3.21	1.14
$\Delta h_V$	-	3.58	-
$\Delta h$	0.43	6.92	1.96

## 4. Conclusiones

El presente trabajo plantea un método de diseño de instalaciones hidráulicas experimentales para la caracterización de las pérdidas de carga de elementos singulares, tales como válvulas, codos, cambios de sección, etc. Para ello, amén del modus operandi habitual, igualando la curva motriz de la bomba con la curva resistente de la instalación, estimándose las pérdidas de carga de forma iterativa mediante métodos semiempíricos, se plantea el empleo de un modelo CFD relativamente fácil de implementar y cuyos tiempos de cálculo no exceden las pocas horas. Con ello, se obtiene una estimación de las pérdidas causadas por el dispositivo a analizar, ya que éstas, obviamente, no se conocen y constituyen un dato necesario para el diseño del conjunto de la instalación.

Los resultados obtenidos son satisfactorios y, dado que la instalación todavía no ha sido ejecutada, no se dispone de datos experimentales para su validación. No obstante, los resultados se mantienen dentro del orden de magnitud esperable en casos de estas características.

## Agradecimientos

Esta investigación ha sido posible en el marco del proyecto HIDRASENSE (Plan Estatal de I+D+i MINECO, Convocatoria Retos-Colaboración 2014).

## Referencias

Bayón, A. y López-Jiménez, P.A. (2015) "Numerical analysis of hydraulic jumps using OpenFOAM", *J. of Hydroinformatics*, 17(4):662-678.

Bayón, A., Valero, D., García-Bartual, R., Vallés-Morán, F.J. y López-Jiménez, P.A. (2016) "Performance assessment of OpenFOAM and FLOW-3D in the numerical modeling of a low Reynolds number hydraulic jump", *Environmental Modelling & Software*, 80:322-335.

Celik, I.B., Ghia, U., & Roache, P.J. (2008) "Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications", *Journal of Fluids Engineering*, 130(7):1-4.

Launder, B.E. y Sharma, B.I. (1974) "Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc", *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1: 131-138.

Mataix, C. (1982) "Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas". Ed. del Castillo S.A., México.

Schlichting, H. y Gersten, K. (2000) "Boundary-Layer Theory", Springer, Germany.

Sotelo, A.G. (1982) "Hidráulica general". Vol. I, Ed. Limusa S.A., México.

White, F.M. (1994) "Fluid Mechanics". McGraw-Hill, USA.