



Trabajo Fin de Grado

Estudio de parámetros significativos relacionados
con el diseño de válvulas industriales de control
mediante herramientas CFD.

Study of significant parameters related to the
design of industrial control valves using CFD tools.

Autor

David Navarro Baguena

Director/es

Mario Morales Hernández
Pilar García Navarro

Titulación del autor

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Universidad de Zaragoza
Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2022-2023

Estudio de parámetros significativos relacionados con el diseño de válvulas industriales de control mediante herramientas CFD.

Resumen

Este proyecto está orientado a caracterizar mediante simulación numérica basada en Ansys Fluent los parámetros más importantes que rigen el comportamiento del fluido dentro de una válvula de control incluyendo ejemplos reales. El interés se centra en relacionar el caudal que fluirá a través de la válvula en función de la presión a la entrada y a la salida, y la intensidad de cavitación que se dará en la misma para cada diseño de pieza. También se pretende demostrar el peligro que puede suponer la cavitación y su influencia en la capacidad de caudal de la válvula.

Para la realización de este estudio, se emplean tres geometrías diferentes utilizadas en casos en los que se prevé que va a existir cavitación y se elige la óptima en función del cumplimiento de las condiciones de operación.

Inicialmente se demostrará que, gracias a un parámetro dependiente de la geometría, se puede prever el caudal que fluirá por la válvula con unas condiciones de presión a la entrada y a la salida dadas. Posteriormente, se estudian cada una de las curvas características de dicho parámetro para las tres geometrías, de manera que podamos pronosticar el caudal mencionado para las distintas aperturas, denominadas carreras, que tienen las partes móviles.

Tras determinar las curvas características para cada geometría, se medirá cuál de ellas evita mejor la cavitación. Después de haber elegido la correcta, se demostrará como el índice de cavitación es capaz de, para una geometría en concreto y en diferentes condiciones de presión, pronosticar el porcentaje de burbujas de vapor que se van a formar. Esto servirá para determinar a qué niveles de presión se comienza a producir la cavitación y en qué medida se da cuando ocurre. Además, se demostrará la influencia que tiene la cavitación sobre la capacidad de caudal, pudiendo reducirse esta última debido a dicho fenómeno en un porcentaje significativo.

Para todo ello, se mostrarán los resultados obtenidos mediante las simulaciones en Ansys Fluent y sus análisis. Además, se expondrán las diferentes geometrías estudiadas, las restricciones mínimas a cumplir por la malla y las condiciones de contorno utilizadas.

Índice

I. Introducción y objetivos	4
II. Bases teóricas	6
Coeficiente de caudal Cv	6
Índice de cavitación	9
III. Descripción del problema y casos a estudiar	12
IV. Modelización y resultados de la simulación	15
Validación del coeficiente de caudal	16
Curvas características de las tres geometrías	18
Porcentaje de volumen de vapor y Cv en el caso real	19
Elección de geometría adecuada	23
Índice de cavitación e influencia de la cavitación en el coeficiente de caudal	23
V. Conclusiones	26
VI. Bibliografía	27

I. Introducción y objetivos

Las válvulas manipulan fluidos con la finalidad de obtener las variables de proceso reguladas lo más cerca posible del nivel exigido. Son utilizadas en todo tipo de instalaciones de flujo a presión.

Existen múltiples tipos de válvulas dependiendo de las diferentes aplicaciones de cada proceso. En este proyecto nos centraremos en las denominadas “válvulas de control”, utilizadas en actividades complejas que requieren de una regulación muy precisa de procesos químicos o de energía.

Las partes principales que componen una válvula de control se muestran en la Figura 1.

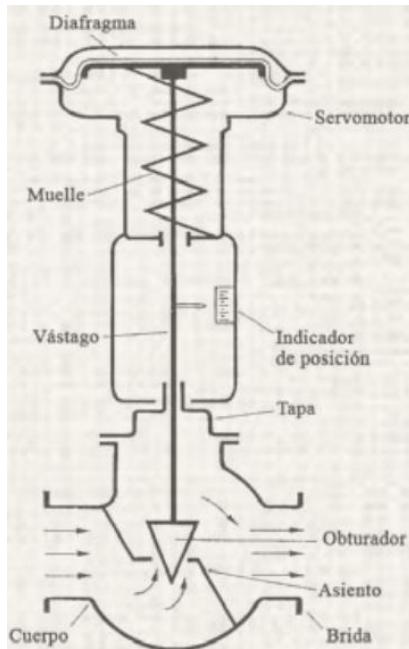


Figura 1. Esquema sencillo de una válvula de control.

El obturador, unido al vástago, se encarga de regular el paso del fluido modificando el área de paso. Para ello, el obturador, inicialmente apoyado en el asiento, es elevado hasta una determinada longitud [1]. Dicha longitud es nombrada carrera. Cada obturador tiene una carrera máxima a la que se puede elevar. Gracias a esto, conseguiremos que la válvula pueda trabajar en diferentes condiciones de operación dependiendo de su apertura.

El actuador, compuesto por un diafragma, un servomotor y un muelle, produce la fuerza necesaria para elevar el obturador hasta la posición deseada.

La geometría de la parte interna de la válvula varía dependiendo de las condiciones de operación a cumplir. Las piezas que mayor influencia tienen son el obturador y el asiento. La geometría está determinada principalmente por la caída de presión y caudal que se deben dar en ella y los fenómenos físicos que pueden ocurrir, como la cavitación, debido a estas condiciones. La cavitación es un proceso de dos etapas asociado al flujo de líquidos. La primera etapa consiste en la formación de cavidades o burbujas de vapor en la corriente de flujo como resultado de la presión estática local en dicha corriente por debajo de la presión de vapor del líquido. La segunda etapa es el colapso o implosión de las burbujas de vapor cuando la presión estática local vuelve a ser superior a la presión de vapor del fluido [2].

Por lo tanto, además de cumplir con las condiciones de operación que deben darse, el obturador y asiento de la válvula deben estar preparados para soportar estos fenómenos. Para ello, además de la utilización de los materiales o tratamientos térmicos oportunos, es importante seleccionar un diseño correcto que sea capaz de reducir el daño que puedan causar y, en algunos casos, evitarlos. Por ejemplo, para el caso más habitual (la cavitación), el factor más determinante a la hora de elegir la geometría será la capacidad que tenga la misma de conseguir una caída de presión controlada y progresiva. Esto se debe a que, si se consigue un mayor control en dicha caída, evitaremos que la presión se reduzca de manera excesiva y caiga por debajo de la presión de vapor, logrando así que se formen las mínimas burbujas de vapor que puedan implosionar y causar daños en la válvula.

Uno de los principales desafíos a los que se enfrentan las válvulas de control es el correcto dimensionamiento y selección. Si no existe una buena ingeniería de detalle desde el inicio, luego se estimarán valores de flujo y presión que no siempre son los reales o no se conseguirá evitar o reducir los daños de los fenómenos mencionados [3].

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado es la demostración de la importancia del coeficiente de caudal, el índice de cavitación, la relación entre ellos y el diseño de una geometría que cumpla con las especificaciones requeridas de caudal y presión y con la capacidad de evitar la cavitación. Para ello, se realiza un estudio que se enmarca en el trabajo realizado por el área de Ingeniería en Vector & Wellheads Engineering, buscando obtener, mediante simulaciones en Ansys Fluent, resultados en condiciones de trabajo reales. Para lograrlo se plantean las siguientes tareas:

- Explicación de las bases teóricas que rigen dicho proyecto.
- Demostración de la importancia del coeficiente de caudal.
- Comparación de las curvas características de tres geometrías.
- Comparación del porcentaje de vapor obtenido con cada una de las tres geometrías.
- Relación entre el coeficiente de caudal y el índice de cavitación.

Las dos geometrías alternativas han sido elaboradas en base a la geometría inicial, pero con algún pequeño cambio en el obturador para obtener coeficientes de flujo mayores y una cavitación menor.

II. Bases teóricas

En este apartado se explican las bases teóricas para comprender el trabajo. Se presentan los dos factores principales que afectan al funcionamiento y cálculo de la válvula: el coeficiente de caudal y el índice de cavitación.

Coeficiente de caudal Cv

La ecuación de Darcy-Weisbach relaciona las pérdidas de presión a lo largo de una tubería con la velocidad media del flujo [4]:

$$\Delta P_1 = \frac{f \rho L v^2}{2 \phi_h} \quad (1)$$

donde ΔP_1 es la caída de presión entre los extremos, L es la longitud de la tubería, v la velocidad promedio del flujo, ρ la densidad del fluido, ϕ_h el diámetro hidráulico y f el *factor de fricción de Darcy*. Este último depende del número de Reynolds, de la rugosidad y de la forma del conducto [4].

Por otro lado, las llamadas pérdidas menores o secundarias tienen lugar en orificios, expansiones, contracciones, válvulas y otros elementos hidráulicos similares, donde el patrón de flujo es complejo [4]. Estas pérdidas de presión localizadas ΔP_2 están ligadas a variaciones bruscas de velocidad y están relacionadas con fenómenos de flujo complejos como separación de flujos, turbulencia, cavitación, etc. Generalmente se calculan a partir de ensayos experimentales o simulaciones numéricas y luego se correlacionan con los parámetros geométricos del elemento [4]:

$$\Delta P_2 = \frac{1}{2} \rho v^2 K \quad (2)$$

donde K es el coeficiente de pérdidas hidráulicas asociado al elemento. Las válvulas, debido a su compleja geometría, son las más sensibles a los detalles de diseño de los fabricantes y su efecto en las pérdidas menores. [4]

Teniendo en cuenta las ecuaciones (1) y (2), las pérdidas de presión totales ΔP_T son:

$$\Delta P_T = \left(\frac{fL}{\phi_h} + K \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (3)$$

En la práctica, es común utilizar la fórmula empírica del coeficiente de flujo que relaciona el flujo volumétrico con la caída de presión a través de la válvula en función de su diseño y características [5]:

$$Cv = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{SG}}} \quad (4)$$

donde Q es el flujo volumétrico, SG el peso específico del fluido (el agua tiene un peso específico de 1 a 60°F) y Cv el coeficiente de caudal.

El coeficiente Cv se expresa $\frac{gpm}{\sqrt{psi}}$.

Esta ecuación 4 para definir el coeficiente de caudal tiene una relación directa con la ecuación 3. Podemos observar esta relación desarrollando y comparando esta última ecuación con la del Cv :

Las pérdidas de carga en una válvula se escriben como:

$$\Delta P_s = K_s \frac{\rho v^2}{2} \quad (5)$$

donde K_s es una constante adimensional igual a $\frac{fL}{\phi_h} + K$. Esta ecuación simplemente es una simplificación de la ecuación (3).

Reescribiendo dicha ecuación teniendo en cuenta que $v = \frac{Q}{A}$ y $\rho = SG\rho_w$ obtenemos lo siguiente:

$$Q^2 = \frac{2A^2}{\rho_w SG K_s} \Delta P_s \quad (6)$$

donde ρ_w es la densidad del agua.

Reescribiendo de nuevo esta última ecuación obtenemos:

$$Q = \sqrt{\frac{2A^2}{\rho_w K_s}} \sqrt{\frac{\Delta P_s}{SG}} \quad (7)$$

donde $Cv = \sqrt{\frac{2A^2}{\rho_w K_s}}$.

El coeficiente de flujo es un parámetro relacionado con la geometría de la válvula, para una determinada carrera de esta, que establece la capacidad de caudal [6]. Es definido técnicamente como el volumen de agua a 60°F (en galones USA) que fluirá a través de una válvula por minuto con una caída de presión de 1 psi. En términos simples, a mayor apertura de la válvula, mayor es el Cv . Mientras la válvula se va abriendo, el Cv se incrementa hasta llegar a su máximo Cv posible [7].

Este coeficiente es el más determinante para la válvula. Una vez determinado para las diferentes carreras que tiene el obturador, podremos trazar la curva característica del mismo, la cual muestra el valor del coeficiente de caudal que tendrá la válvula a las diferentes carreras posibles de la misma, conociendo así las diferentes condiciones de operación a las que puede trabajar. Es importante tener en cuenta que dicha curva se traza basándose en condiciones de trabajo sin cavitación. La cavitación provoca una reducción de la capacidad de caudal de la válvula [8,9].

Esta curva, para válvulas de control, teóricamente suele ser lineal o isoporcentual. Una curva es isoporcentual cuando incrementos en el porcentaje de carrera con respecto a la carrera máxima dan un porcentaje de incremento similar en el coeficiente de caudal. Una curva es lineal cuando puede representarse como una línea recta en un diagrama rectangular del Cv o Kv en función de la carrera nominal [6]. En la Figura 2 se muestran ambos tipos de curvas características.

Es importante considerar también un parámetro que mide la relación entre el mayor coeficiente de caudal y el menor coeficiente de caudal controlable, dentro de los cuales la desviación de la curva característica de caudal especificada no

superá los límites establecidos. A este se le denomina rangeabilidad. El caudal caracterizado por la curva característica de la geometría solo puede comenzar después de que el contorno del obturador esté lo suficientemente alejado del asiento y del orificio, momento en el cual el caudal mínimo controlable puede ser ya del 3% al 5% de su caudal máximo. Ocurre algo similar a caudales cercanos al máximo, aproximadamente al 95% teóricamente. Esto se debe a la dificultad de mecanizar el obturador y asiento de la válvula a la perfección para obtener el caudal caracterizado deseado a carreras muy reducidas o elevadas [10].

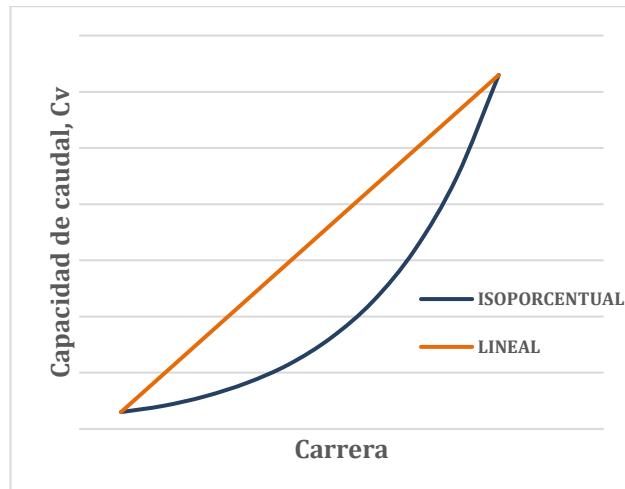
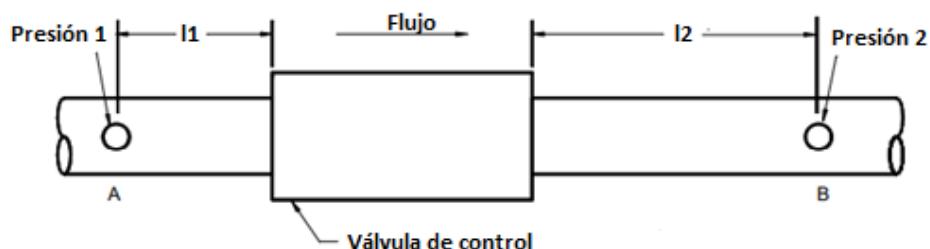


Figura 2. Tipos de curva característica usuales en válvula de control

Experimentalmente, el coeficiente de caudal se puede calcular en base a las pérdidas de carga entre dos puntos A y B, situados antes y después de la válvula. La Figura 3 muestra un esquema experimental “tipo” para calcular el coeficiente de caudal [11].



I1 = dos diámetros
nominales de tubería
I2 = seis diámetros
nominales de tubería

Figura 3. Sección de tuberías de referencia para el cálculo del coeficiente de caudal.

Índice de cavitación

La cavitación se produce cuando la presión estática en algún punto del flujo cae por debajo de la presión de vapor del líquido a la temperatura de funcionamiento. Las burbujas de vapor resultantes producidas son transportadas por el flujo y posteriormente colapsan con gran liberación de energía cuando la presión se recupera hasta un valor superior a la presión de vapor. La Figura 4 muestra una gráfica de presión en la que se da el fenómeno de la cavitación. Si las burbujas se colapsan junto a un límite sólido, pueden producirse picaduras o erosión de la superficie y el fallo del componente a largo plazo. La incidencia de la cavitación puede afectar negativamente al rendimiento del equipo mucho antes de que se produzca el fallo del componente [12].

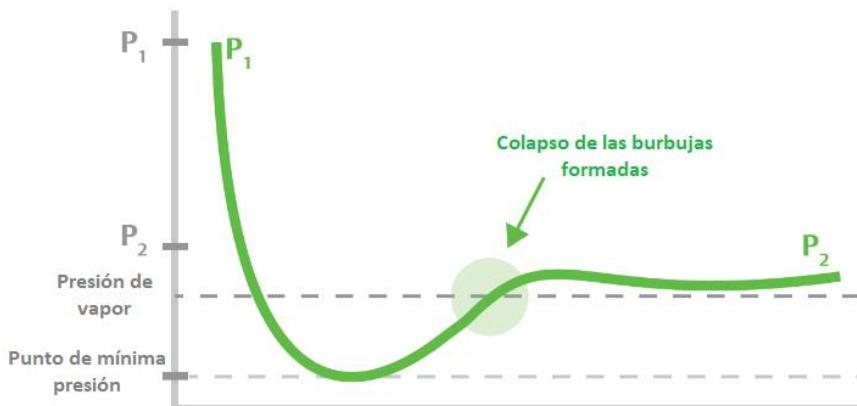


Figura 4. Gráfica de presión en la que se produce el fenómeno de cavitación.

El colapso de la burbuja es aproximadamente esférico si el gradiente de presión que impulsa el colapso no es grande o la burbuja está lejos de los límites sólidos. Sin embargo, en las etapas finales del colapso la forma esférica se vuelve inestable [13,14]. Durante un colapso esféricamente simétrico el contenido de la burbuja se comprime hasta valores muy elevados de presión y temperatura. La presión creciente del contenido de la burbuja se desplaza radialmente hacia el interior de la pared de esta, que rebota y genera un transitorio de presión que evoluciona hacia un frente de onda de choque. La interacción de este frente de onda con un límite sólido provoca daños en la superficie sólida.

La Figura 5 muestra la implosión de una burbuja de vapor esférica formada por cavitación y su impacto en la superficie sólida.

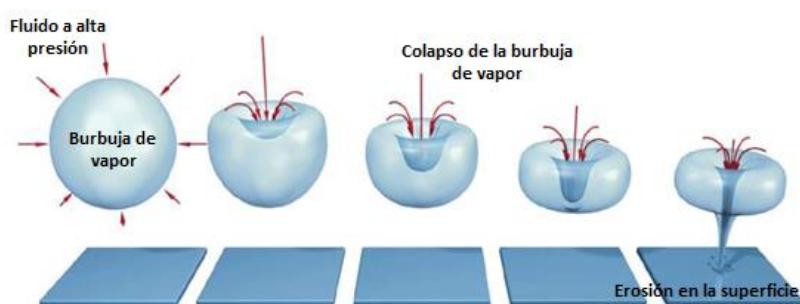


Figura 5. Implosión de una burbuja de vapor esférica formada por cavitación.

Las condiciones del líquido que afectan a la cavitación son: compresibilidad, viscosidad, densidad, conductividad térmica de la mezcla de gas/vapor, efecto termodinámico, tensión superficial, presión de vapor, contenido de gas, temperatura y presión estática [12].

Mientras que inicialmente se consideraba que la causa principal de los daños en una superficie se debía al colapso de una burbuja esencialmente esférica y al de las ondas de choque creadas durante el mismo, pruebas teóricas y experimentales han demostrado que el daño mecánico principal de la superficie se debe al impacto de chorros de líquido de alta velocidad resultantes del colapso asimétrico de burbujas de vapor muy cerca de la superficie. También se entiende que se produce una onda de choque durante el rebote de la burbuja comprimida, bajo el efecto de su alta presión interna, y no durante el colapso de la burbuja [12].

En válvulas industriales, se suele estimar la intensidad de cavitación mediante el índice de cavitación σ . Este representa una medida de la capacidad de un líquido para soportar la formación y colapso de burbujas de vapor en su interior bajo condiciones de baja presión [15]:

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (7)$$

donde P_1 =presión a la entrada de la válvula, P_2 = presión a la salida de la válvula y P_v =presión de vapor del fluido.

Habitualmente, se calcula primero un valor de σ para las condiciones de presión a las que trabajará la válvula. A continuación, este valor de σ se compara con un coeficiente de cavitación seleccionado para la válvula. Este último puede estar referido al coeficiente σ al que la válvula comenzaría a cavitar con esa geometría o al que la válvula llegaría a un nivel de cavitación que el fabricante determinase. Si el índice calculado inicialmente para las condiciones de operación dadas es superior al σ referido a la válvula, esta experimentará una intensidad de cavitación menor que la asociada al límite seleccionado para la misma [2].

El valor inicial de σ (sin tener en cuenta la geometría) al que se produce la cavitación y la intensidad de esta es fijado por el fabricante. Los criterios a seguir para estimar la cavitación sin tener en cuenta el coeficiente crítico de cada una de las válvulas son estimados por los fabricantes. En la Tabla 1 se muestra un ejemplo del criterio que sigue Flotech [15], donde se muestra el criterio a seguir para estimar la existencia de cavitación sin tener en cuenta la geometría, pero utilizando el coeficiente de cavitación.

$\sigma > 2.0$	No existe cavitación
$1.7 < \sigma < 2.0$	Puede existir algo de cavitación
$1.5 < \sigma < 1.7$	Existe cavitación
$1.0 < \sigma < 1.5$	Existe cavitación severa
$\sigma < 1.0$	Flashing

Tabla 1. Criterio de Flotech para utilizar un tipo de geometría dependiendo de la intensidad de cavitación.

La cavitación debe evitarse en la medida de lo posible utilizando la geometría adecuada o endureciendo las partes críticas afectadas. Esta puede provocar

daños en las piezas internas principales, como el obturador o el asiento, tal y como se muestra en la Figura 6.



Figura 6. Obturador y asiento tras sufrir erosiones debido a la cavitación.

III. Descripción del problema y casos a estudiar.

El caso real presenta dos condiciones de operación diferentes mostradas en la Tabla 2.

Caso	P1 [bar]	P2 [bar]	Q [kg/h]	Pv [bar]	ρ [kg/m ³]	v [cp]	Cv [gpm*psi ^{-1/2}]
1	7,67	0,52	19900	0,1067	955,1	0,27	8,81
2	7,67	4,5	16700	0,1067	955,1	0,27	11,11

Tabla 2. Condiciones de operación de los casos a estudiar.

La geometría completa utilizada en las simulaciones se muestra en la Figura 7, siendo la sección de entrada la zona que tiene menor longitud de tubería (el flujo entra por la parte inferior de la válvula y sale por la superior de la misma). En todas las simulaciones se ha supuesto que los coeficientes de caudal calculados incluyen las pérdidas de carga entre los puntos A y B, como se muestra en la Figura 3 [11].

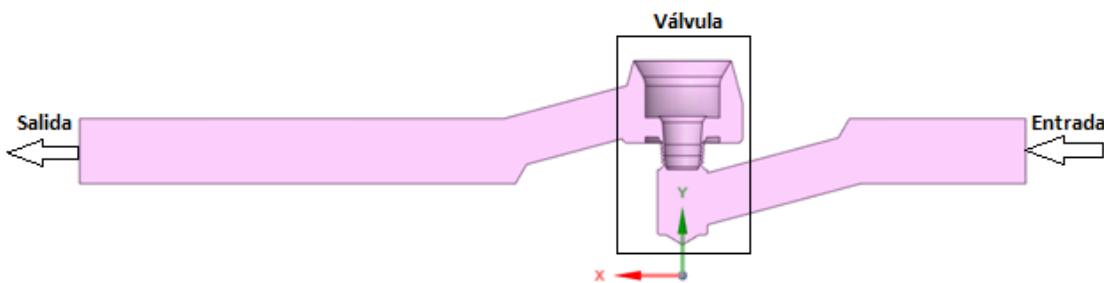


Figura 7. Geometría simulada completa.

El asiento y el obturador son las zonas que mayor influencia tienen en los aspectos estudiados en este trabajo. Se estudian tres geometrías diferentes, nombradas como 1, 2 y 3 y mostradas en las Figuras 8, 9 y 10 respectivamente. En ellas se muestra el obturador y el asiento. El obturador se encuentra apoyado en el asiento, es decir, en la posición inicial en la cual el fluido no pasaría. La carrera máxima a la que se podrá elevar el obturador es de 25,4 mm en las tres geometrías. Las diferencias entre ellas se encuentran en la inclinación del obturador con respecto a la vertical.

La geometría inicial (geometría 1), y de la cual se parte para diseñar las otras dos, tiene tres zonas con ángulos diferentes: un ángulo de 4° en los primeros 24 mm de recorrido, abriéndose el mismo 2° más en los siguientes 12 mm y 7° más en los 15 mm restantes. Teniendo en cuenta que la carrera máxima del obturador es de 25,4 mm, este primer ángulo será el más influyente.

La geometría 2 tiene un ángulo constante de 5° en todo su recorrido.

La geometría 3 tiene un ángulo de 5° en los primeros 15 mm de recorrido y un ángulo de 6° en los 36 mm restantes. En las figuras 8, 9 y 10 las medidas se muestran en mm.

La forma de las geometrías mostradas busca conseguir una caída de presión progresiva, tratando de obtener la mínima presión en la última zona de estas, consiguiendo así que la cavitación no dañe las zonas críticas de la válvula.

La geometría 1 tiene una reducción de paso mayor a las otras dos, pudiendo provocar que la presión caiga por debajo de la presión de vapor demasiado pronto y dañe más zonas de la válvula.

Las geometrías 2 y 3 buscan conseguir esta mínima presión en la última zona de las mismas y un coeficiente de caudal mayor gracias a un área de paso mayor. Hasta una carrera de 15 mm, ambas tienen un área de paso muy similar. A partir de dicha carrera, la geometría 3 tiene un área de paso algo mayor, lo que implicará un coeficiente de caudal más elevado a carreras altas.

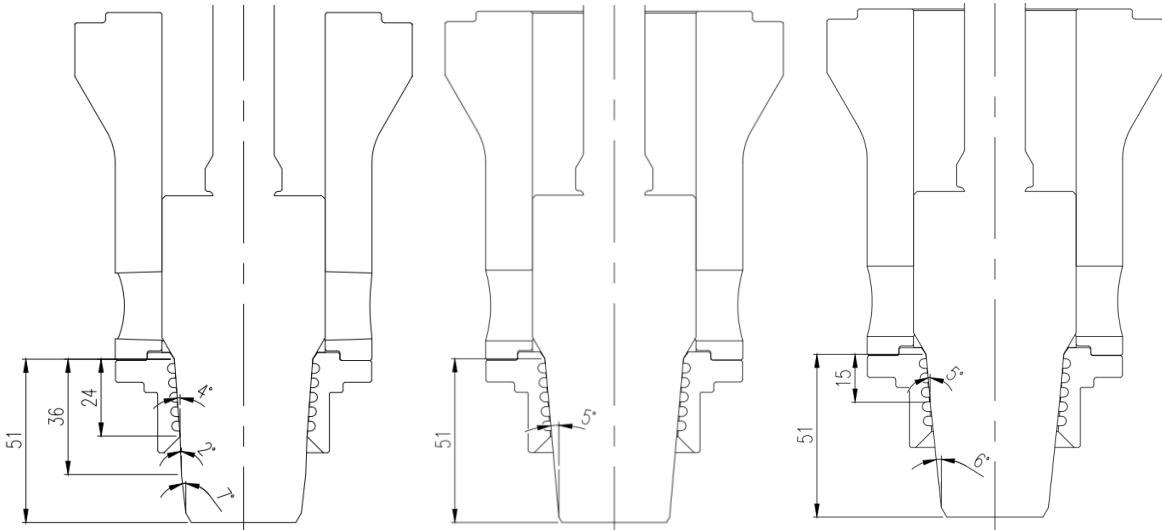


Figura 8. Geometría 1

Figura 9. Geometría 2

Figura 10. Geometría 3

El objetivo es encontrar la geometría que mejor evite la existencia de burbujas de vapor para reducir la cavitación y que consiga que el valor de C_v necesario no se encuentre cerca ni sobrepase los límites mínimos y máximos de la curva característica.

El procedimiento seguido es el siguiente:

- 1) Estudio de la curva de una de las tres geometrías utilizando diferentes variaciones de presión entre la entrada y la salida de la válvula a diferentes carreras. Con esto se demostrará que el coeficiente de caudal depende principalmente de la geometría interna y que, conociendo la curva característica de esta, podremos estimar si cumplirá las condiciones de operación requeridas, aunque las condiciones de caudal y presión sean diferentes a las estudiadas. Es importante tener en cuenta que la cavitación también tiene una influencia directa sobre la capacidad de caudal y que, si existe dicho fenómeno, la capacidad se verá reducida [8,9].
- 2) Análisis de cada una de las curvas características para las tres geometrías con el objetivo de observar el cumplimiento del coeficiente de caudal necesario para los casos reales. Para ello se realiza el mismo procedimiento que en el caso anterior, pero sin realizar las pruebas con distintas variaciones de presión para todas las geometrías.

- 3) Estudio de la medida en la que evitan cada una de las tres geometrías la formación de burbujas de vapor, observando para el caso en el que se prevé cavitación el porcentaje de volumen en fase vapor. Para esto, se comparan los tres casos, cada uno a diferente carrera, de manera que todos tengan aproximadamente el mismo Cv (ya que las condiciones de flujo deben ser similares).
- 4) Tras elegir la geometría más adecuada para el proceso, comparación del coeficiente de cavitación con diferentes variaciones de presión a una carrera fija para la geometría escogida. Esto servirá para demostrar que el porcentaje de burbujas de vapor es aproximadamente similar para un mismo coeficiente de cavitación, aunque las condiciones a la entrada y a la salida sean diferentes. Además, también podemos evaluar el impacto que tiene la cavitación en el coeficiente de caudal.

IV. Modelización y resultados de la simulación

Todas las geometrías han sido simuladas utilizando la mitad de las mismas y aplicando la condición de simetría respecto al eje z de la Figura 7 para reducir el coste computacional. A continuación, se explican las condiciones de contorno y mallado básicas para todos los casos:

1) Mallado

El mínimo valor de “orthogonal quality” debe ser superior a 0,1 y su media mayor a 0,75. El máximo valor de “aspect ratio” debe ser inferior a 11 y su media inferior a 2.

Todos los elementos de la malla son tetraedros.

2) Condiciones del fluido

En todas las simulaciones, exceptuando los casos en los que se prevé cavitación, se ha escogido el agua por defecto de Fluent (propiedades a 20°C). En los casos con cavitación, se han predefinido las condiciones reales del fluido. Para las simulaciones en las que se prevé cavitación se ha escogido el modelo multifase de cavitación, considerando como fase 1 el fluido con las condiciones dadas y como fase 2 vapor con una densidad de $0,02558 \frac{kg}{m^3}$ y una viscosidad de $0,00126 \text{ cp}$.

El diámetro de las burbujas se ha considerado constante y con el valor por defecto de $1e-05\text{m}$. Todas las demás condiciones son las comunes a los demás casos.

3) Condiciones de contorno

Se ha considerado una altura de rugosidad de $0,045 \text{ mm}$ [16] y una constante de rugosidad por defecto de 0,5.

En todos los casos se han introducido como condiciones de contorno la presión a la entrada y a la salida con las condiciones de intensidad de turbulencia y ratio de viscosidad turbulento por defecto (además de la rugosidad comentada y la condición de simetría).

Se ha escogido una presión de operación igual a 0 Pa.

4) Métodos, modelos y controles

Se ha escogido el método “pressure-based” y se ha simulado mediante el modelo viscoso “k-epsilon realizable” con las constantes por defecto.

El modelo de energía, referido a condiciones de temperatura, no ha sido seleccionado para simplificar las simulaciones.

Los métodos de solución generales han sido de segundo orden (coupled), y los controles se han dejado por defecto en los casos en los que no existía cavitación. En casos con cavitación, generalmente se han realizado unas 150 iteraciones con un método de solución de primer orden (SIMPLE o SIMPLEC) y posteriormente se ha elegido QUICK (coupled). Los controles también se han dejado por defecto, exceptuando el factor de relajación de la fracción de volumen, que se ha elevado a 0,95 para mejorar la convergencia. En casos de divergencia se han realizado iteraciones previas con controles más reducidos para asegurar la convergencia, pasando tras estas a los métodos y controles generales.

El método de inicialización ha sido híbrido.

5) Convergencia

Para aceptar la convergencia de la solución se ha considerado que los residuales debían ser inferiores a 0,001, que el balance de masa se cumpliese y fuese constante (diferencia entre caudal másico a la entrada y a la salida constante e inferior a 0,01 kg/s aproximadamente) y que el caudal másico a la salida se mantuviese constante.

Validación del coeficiente de caudal

En este apartado se demuestra como el Cv depende principalmente de la geometría si no existen fenómenos físicos como la cavitación. Para ello se ha escogido la geometría 2 y se ha estudiado la curva característica de la misma mediante diferentes condiciones:

El estudio ha sido realizado a 6 carreras diferentes con el objetivo de poder trazar su curva característica aproximada: 5, 10, 15, 19,4, 22 y 25,4 mm.

Para cada una de las carreras se ha calculado el Cv utilizando dos condiciones de presiones diferentes, elegidas de manera aleatoria y sin relación con las condiciones reales, con la única condición de que no se diese la cavitación con las mismas y la variación de presión fuese diferente:

Condición 1: $P_1 = 10$ bar; $P_2 = 5$ bar

Condición 2: $P_1 = 40$ bar; $P_2 = 25$ bar

En ningún caso la presión llega a estar por debajo de la presión de vapor, por tanto, no existe cavitación.

Los resultados obtenidos para cada una de las condiciones se muestran en las Tablas 3 y 4. En estas se observan las pérdidas de carga, la mínima presión para comprobar que no se produce cavitación, el caudal másico y el coeficiente de caudal.

CONDICIÓN 1						
Carrera (mm)	P1 (bar)	P2 (bar)	ΔP (bar)	Mín P (bar)	Q (kg/s)	Cv (gpm*psi ^{-1/2})
5	10	5	5	3,29	1,41	2,62
10	10	5	5	2,38	3,13	5,83
15	10	5	5	2,54	4,74	8,85
19,4	10	5	5	2,10	6,33	11,80
22	10	5	5	2,08	7,13	13,30
25,4	10	5	5	2,67	8,43	15,71

Tabla 3. Condiciones de operación y resultados 1

CONDICIÓN 2						
Carrera (mm)	P1 (bar)	P2 (bar)	ΔP (bar)	Mín P (bar)	Q (kg/s)	Cv (gpm*psi ^{-1/2})
5	40	25	15	19,69	2,44	2,62
10	40	25	15	17,02	5,43	5,84
15	40	25	15	17,33	8,29	8,93
19,4	40	25	15	16,28	10,97	11,81
22	40	25	15	16,27	12,35	13,30
25,4	40	25	15	18,02	14,60	15,71

Tabla 4. Condiciones de operación y resultados 2

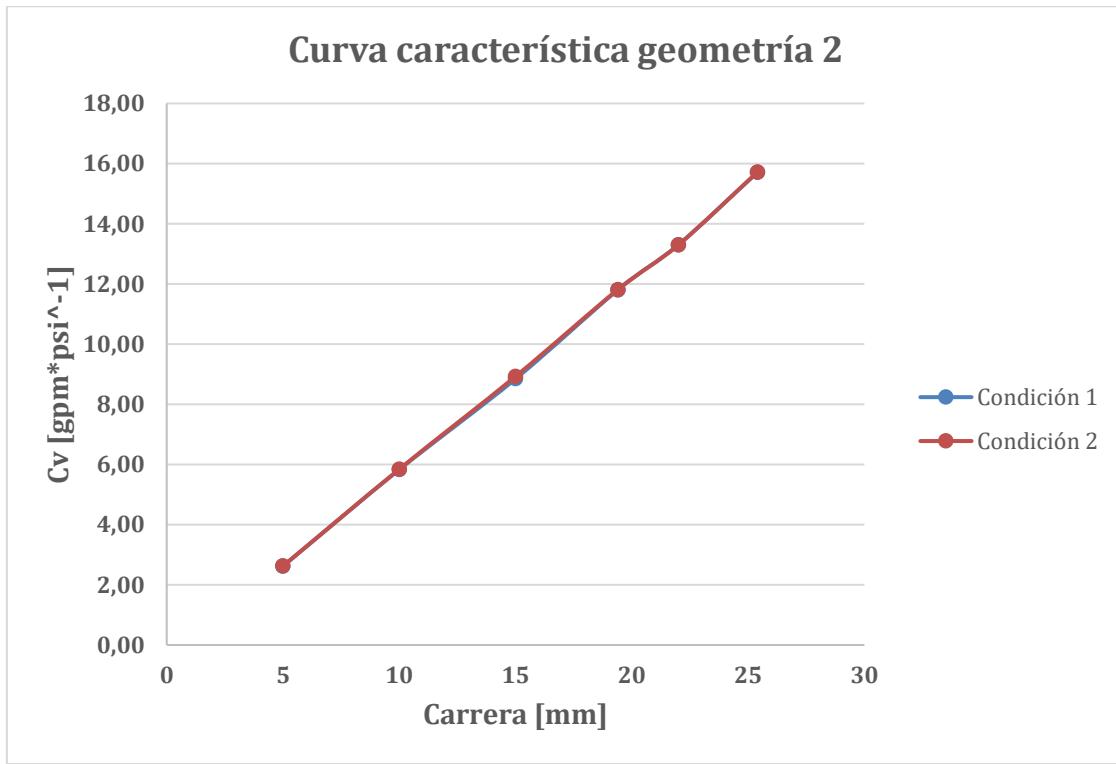


Figura 11. Curva característica de la geometría 2 utilizando condiciones de contorno diferentes.

Como se observa en la Figura 11, las curvas calculadas a diferentes condiciones de presión a la entrada y a la salida se superponen. Esto significa que, si no existe ningún fenómeno físico como la cavitación, el coeficiente de caudal se mantiene constante a una apertura determinada, aunque las condiciones de

presión cambien. Esto demuestra que el coeficiente de caudal es un parámetro muy útil para determinar el cumplimiento de las condiciones de operación.

Curvas características de las tres geometrías

Una vez validado el coeficiente de caudal, se estudia cada una de las curvas características de las tres geometrías. Para ello, se calcula el Cv a 6 carreras diferentes para cada caso. En todos se utiliza una presión a la entrada de 40 bares y una de salida de 25 bares. Estas presiones son elegidas de nuevo sin ningún criterio específico más allá de la no existencia de cavitación en el proceso. Los resultados obtenidos se muestran en las Tablas 5, 6 y 7. En estas se observan las pérdidas de carga, el caudal máscio y el coeficiente de caudal. La tabla referida a la geometría 2 (Tabla 6) coincide con la Tabla 3 pero se incluye por completitud.

GEOMETRÍA 1					
Carrera (mm)	P1 (bar)	P2 (bar)	ΔP (bar)	Q (kg/s)	Cv (gpm*psi^-1/2)
5,00	40	25	15	0,57	1,23
10,00	40	25	15	1,23	2,64
15,00	40	25	15	2,22	4,77
19,40	40	25	15	3,38	7,27
22,00	40	25	15	4,08	8,77
25,40	40	25	15	5,20	11,20

Tabla 5: Carreras, presiones de entrada y salida, caudal y Cv para la geometría 1.

GEOMETRÍA 2					
Carrera (mm)	P1 (bar)	P2 (bar)	ΔP (bar)	Q (kg/s)	Cv (gpm*psi^-1/2)
5,00	40	25	15	1,22	2,62
10,00	40	25	15	2,72	5,84
15,00	40	25	15	4,15	8,93
19,40	40	25	15	5,49	11,81
22,00	40	25	15	6,18	13,30
25,40	40	25	15	7,30	15,71

Tabla 6: Carreras, presiones de entrada y salida, caudal y Cv para la geometría 2.

GEOMETRÍA 3					
Carrera (mm)	P1 (bar)	P2 (bar)	ΔP (bar)	Q (kg/s)	Cv (gpm*psi^-1/2)
5,00	40	25	15	1,30	2,80
10,00	40	25	15	2,96	6,38
15,00	40	25	15	4,48	9,63
19,40	40	25	15	6,15	13,24
22,00	40	25	15	6,97	15,00
25,40	40	25	15	8,50	18,30

Tabla 7: Carreras, presiones de entrada y salida, caudal y Cv para la geometría 3.

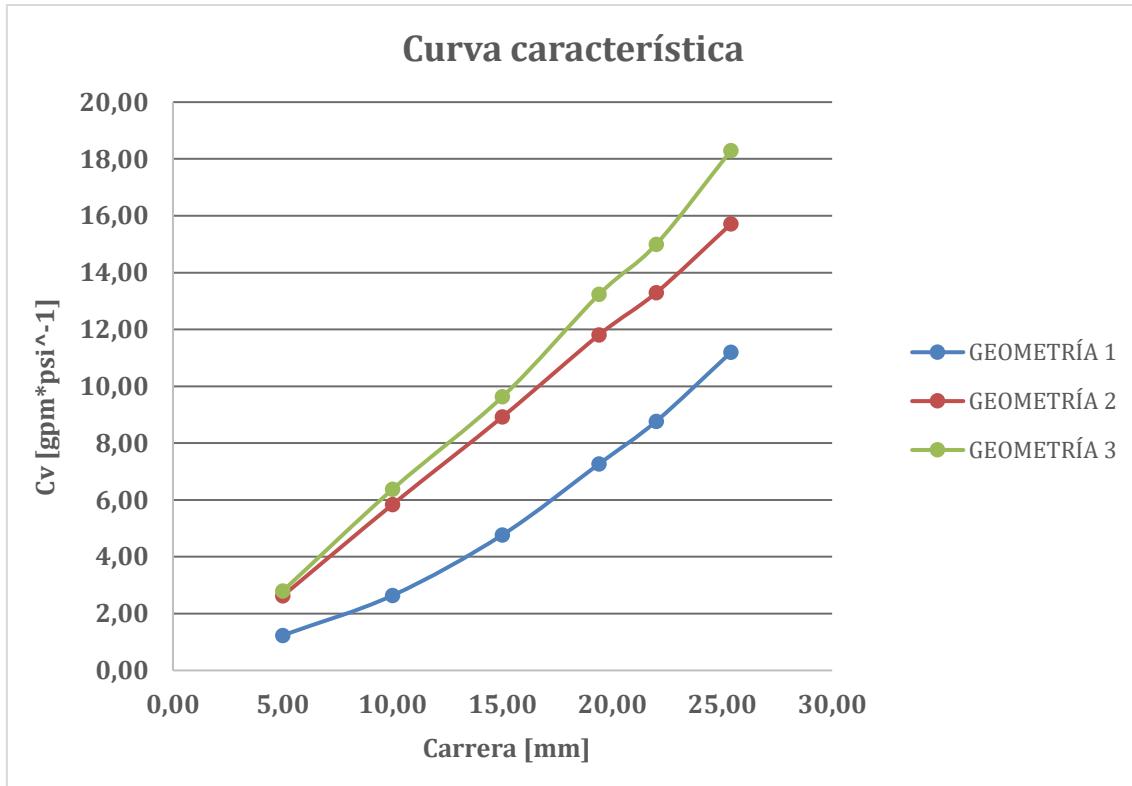


Figura 12: Curva característica de las tres geometrías

Las curvas de Cv obtenidas, mostradas en la Figura 12, son aproximadamente lineales en los tres casos. Se puede observar que el coeficiente de caudal de la geometría 1 es menor en comparación a las otras dos geometrías. Además, esta geometría debería tener una carrera cercana a la máxima para poder cumplir con las condiciones de Cv requeridas por el caso 2 ($11,11 \text{ gpm} \cdot \text{psi}^{-1/2}$) según la Tabla 2. En las geometrías 2 y 3, dicho coeficiente es prácticamente similar a carreras inferiores a 15 mm debido a su área de paso parecida. A partir de dicha carrera, el coeficiente de caudal de la geometría 3 va siendo cada vez más elevado en comparación con la geometría 2 debido al aumento del área de paso.

Porcentaje de volumen de vapor y Cv en el caso real

Ahora que conocemos la curva característica de cada una de las geometrías, sabremos si puede cumplir las condiciones de operación requeridas en caso de no existir cavitación. El siguiente paso es estudiar el porcentaje de volumen de vapor formado y el Cv para el caso en el que se prevé cavitación. Para ello, necesitamos simular cada una de las geometrías a una carrera determinada, de tal forma que todas ellas tengan el mismo Cv, que será lo que determine el cumplimiento de las condiciones de operación. En el caso real, el Cv requerido para cumplir con las condiciones del caso 1 es de $8,8 \text{ gpm} \cdot \text{psi}^{-1/2}$. Teniendo las curvas características de cada una de las geometrías es sencillo estimar a qué carrera obtendremos el Cv que necesitamos (considerando la no existencia de cavitación). Estudiaremos las tres geometrías a las carreras a las que se prevé el Cv requerido gracias a su curva:

Geometría 1: carrera a 22 mm

Geometría 2: carrera a 14,5 mm

Geometría 3: carrera a 13,5 mm

En este caso las propiedades del fluido y las condiciones de contorno a simular serán las del caso real 1 mostrado en la Tabla 8:

Caso	P1 [bar]	P2 [bar]	Q [kg/h]	Pv [bar]	ρ [kg/m ³]	v [cp]	Cv [gpm*psi ^{-1/2}]
1	7,67	0,52	19900	0,1067	955,1	0,27	8,81

Tabla 8. Condiciones de operación del caso real 2.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 9. En esta se observan las pérdidas de carga, el caudal mísico, el porcentaje máximo de volumen de vapor y el coeficiente de caudal.

Geometría	Carrera (mm)	P1 (Pa)	P2 (Pa)	Q (kg/s)	máx vol. Vap. (%)	Cv (gpm · psi ⁻¹)
1	22	767000	52000	4,864	97,1	7,76
2	14,45	767000	52000	4,9	89,4	7,82
3	13,5	767000	52000	4,917	94,5	7,844

Tabla 9. Valores de Cv y porcentaje de volumen de vapor para las tres geometrías.

Los valores obtenidos que muestra la Tabla 9 son muy similares en los tres casos. Pueden existir diferencias debido a la convergencia o mallado ya que las geometrías son diferentes y por tanto la calidad de convergencia y mallado no es similar.

El Cv calculado inicialmente, sin que existiese cavitación, era en los tres casos $8,8 \text{ gpm} \cdot \text{psi}^{-1/2}$. Con la existencia de dicho fenómeno, el coeficiente de caudal se ha visto reducido en más de un 10% en las tres geometrías. Esto significa que será necesaria una carrera mayor a la estudiada para cumplir con las condiciones de operación requeridas y llegar al Cv necesario. Además de esto, el máximo volumen de vapor es menor en las geometrías 2 y 3.

Pese a requerir una mayor carrera a la estudiada en todos los casos para llegar al Cv necesario, se aprecia que el porcentaje de reducción de dicho coeficiente no implicaría que las geometrías estudiadas no llegaran a conseguir este Cv de $8,8 \text{ gpm} \cdot \text{psi}^{-1}$ a una carrera algo mayor. La única geometría que quizás tendría más problemas sería la primera, por encontrarse cerca de la carrera máxima.

Las figuras 13, 14, 15, 16, 17, y 18 muestran las distribuciones tridimensionales de presión y porcentaje de vapor, respectivamente. En las geometrías 2 y 3, los resultados son prácticamente similares. Se observa una variación de presión progresiva a medida que el flujo avanza por las cavidades, consiguiendo una presión mínima (presión de vapor) en la última cavidad. Esto provoca que, además de formarse un menor porcentaje de volumen de vapor, la formación esté más controlada y sea solo en una zona concreta, provocando menores daños en la válvula. En la geometría 1 se aprecia que, a partir de la segunda ranura, la presión ya pasa a ser mínima y comienza entonces la formación de burbujas de vapor, llegando a valores más elevados y dándose dicha formación en más zonas que las otras geometrías.

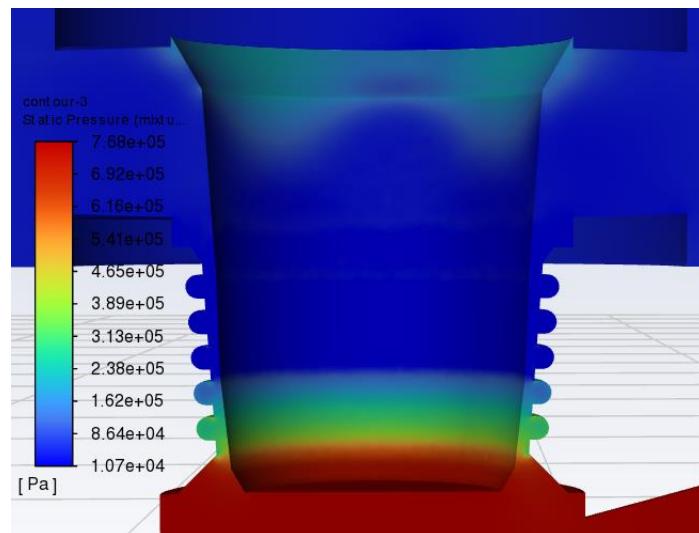


Figura 13. Distribución de presión en geometría 1

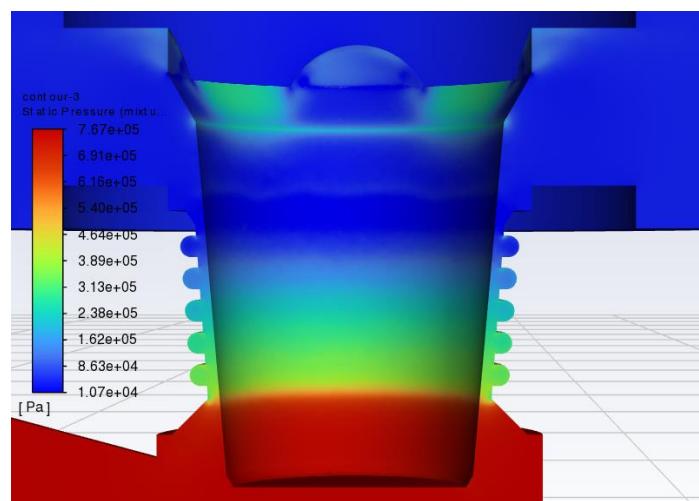


Figura 14. Distribución de presión en geometría 2

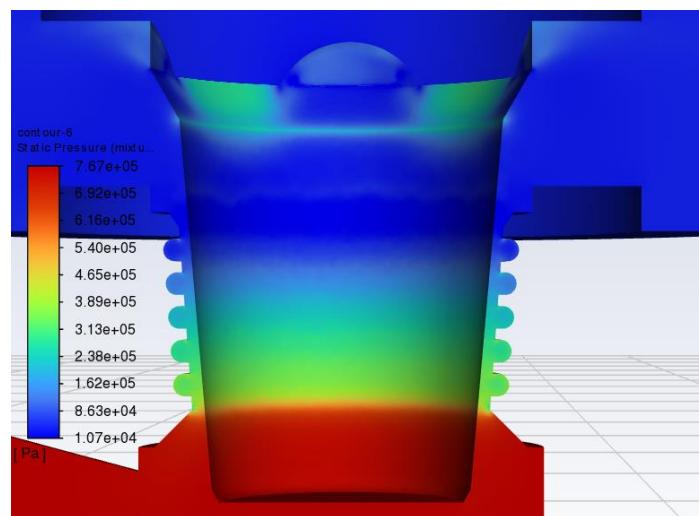


Figura 15. Distribución de presión en geometría 3

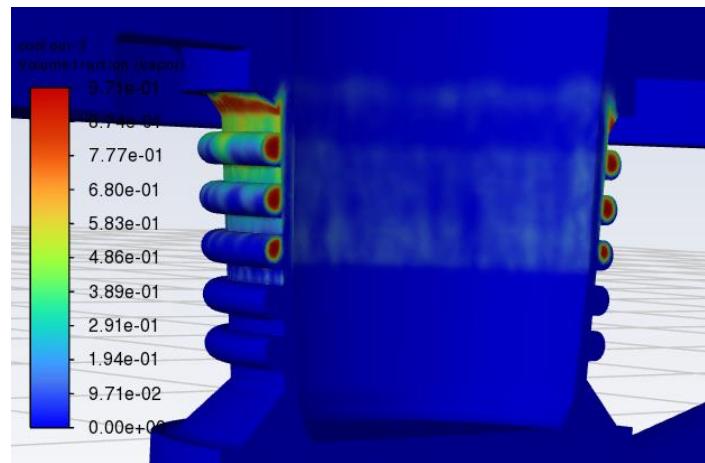


Figura 16. Distribución del porcentaje de volumen de vapor en geometría 1

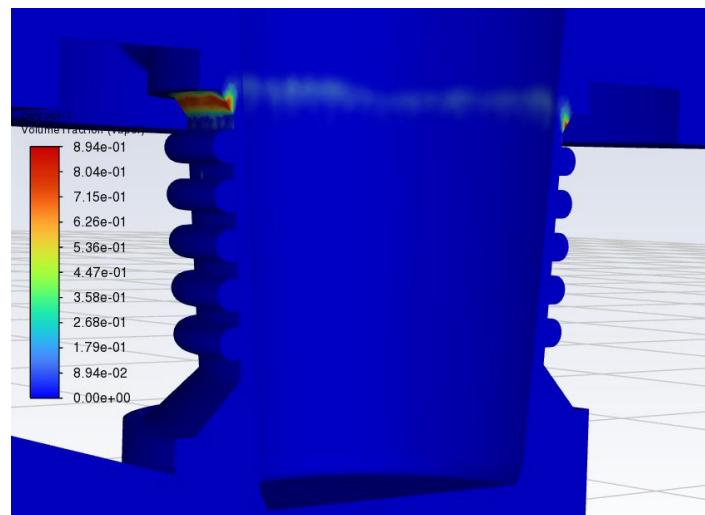


Figura 17. Distribución del porcentaje de volumen de vapor en geometría 2

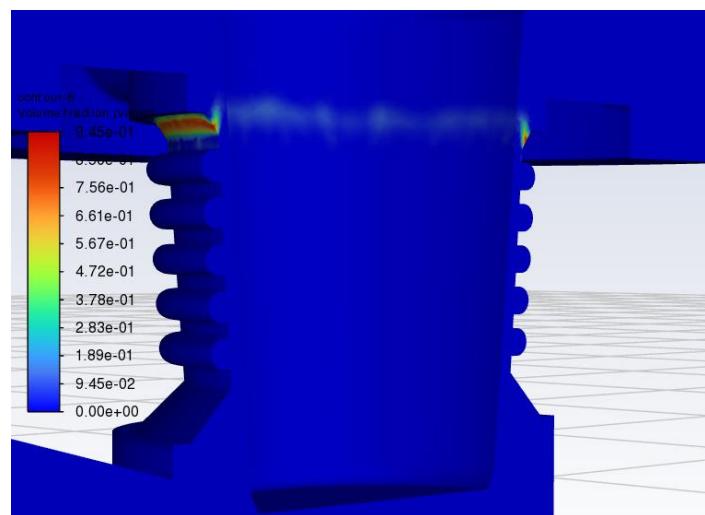


Figura 18. Distribución del porcentaje de volumen de vapor en geometría 3

Elección de geometría adecuada

Como se ha observado, la geometría 1 requiere una carrera cercana a la máxima para cumplir con el C_v requerido del segundo caso real. Además, probablemente requiera una carrera también bastante elevada para llegar al C_v necesario del primer caso debido a la influencia de la cavitación. Además de esto, las zonas con elevado porcentaje de volumen de vapor son mayores debido a su caída de presión poco progresiva.

Por tanto, debido a la reducida capacidad de caudal y menor reducción del fenómeno de cavitación, la geometría 1 queda descartada frente a las otras 2. Las geometrías 2 y 3 cumplen con la capacidad de caudal requerida en ambos casos. Además, debido a que ambas reducen la presión de manera progresiva, las zonas en las que se da cavitación son menores y la cantidad de volumen de vapor es muy similar, las dos podrían servir para el caso estudiado. Por tanto, la elección final dependerá del coste o dificultad que suponga mecanizar cada geometría.

Índice de cavitación e influencia de la cavitación en el coeficiente de caudal

En este apartado se estudia la utilidad que puede tener el coeficiente de cavitación y la influencia de la cavitación en el coeficiente de caudal. El coeficiente de cavitación es utilizado para estimar la existencia e intensidad de cavitación en unas determinadas condiciones de presión y temperatura. Se ha escogido la geometría 2 a una carrera de 14,5 mm (similar al caso real estudiado). Se han simulado 8 casos con la intención de comparar el porcentaje de volumen en fase vapor con el índice de cavitación y con el porcentaje de reducción de C_v con respecto al inicial (en el que no existe la cavitación) en diferentes condiciones con el mismo índice de cavitación, pero diferentes valores de presión a la entrada y a la salida. En total se han escogido 4 índices de cavitación y se han estimado las presiones a las cuales se obtendrían dichos índices dejando fija la presión de entrada a 500000 Pa en 4 casos (condiciones 1) y la presión de salida a 110000 Pa en los otros 4 (condiciones 2).

Se han fijado las propiedades del fluido y de la cavitación del caso real anterior.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 10. Se observan valores muy similares tanto de C_v como de porcentaje de volumen de vapor para el mismo índice de cavitación, aunque las presiones a la entrada y a la salida sean diferentes. Se observa también un aumento en el porcentaje de volumen de vapor y una disminución en el coeficiente de caudal a medida que el índice de cavitación se reduce.

P1 (Pa)	P2 (Pa)	σ	Q (kg/s)	Cv	%máx vol. Vap.
500000	35000	1,05	3,96	7,83	90,5
500000	55000	1,10	3,952	7,99	79
500000	100000	1,22	3,89066	8,29	41,2
500000	125000	1,30	3,906	8,60	26,6
500000	150000	1,40	3,84	8,75	15,2
2008533,38	110000	1,05	8	7,83	90,8
1107134,09	110000	1,10	5,92	7,99	80,3
554778,793	110000	1,22	4,16	8,42	45,4
435799,454	110000	1,30	3,574	8,45	27,3
359517,685	110000	1,40	3,25	8,78	13,4

Tabla 10. Valores de Cv y porcentaje de volumen de vapor para distintos σ .

Se compara el índice de cavitación con el máximo porcentaje de volumen de vapor a través de la Figura 19.

Se observa una relación aproximadamente lineal entre el coeficiente de cavitación y el porcentaje de volumen de vapor máximo en ambos casos. Además, aunque las condiciones de operación sean diferentes en cada uno de ellos, los resultados son similares si el coeficiente de cavitación es similar.

Es importante destacar que, esto tan solo es una aproximación a la posible cavitación que puede darse en una geometría determinada sabiendo el coeficiente de cavitación. Para una estimación más exacta es necesario estudiar en detalle los contornos de presión y volumen de vapor formado, lo que nos permite observar las zonas en las que se va a producir cavitación y de qué manera desaparece al reducir la presión.

Pese a lo comentado, el coeficiente de cavitación es actualmente el indicador más aceptado para prever la cavitación en las válvulas industriales.

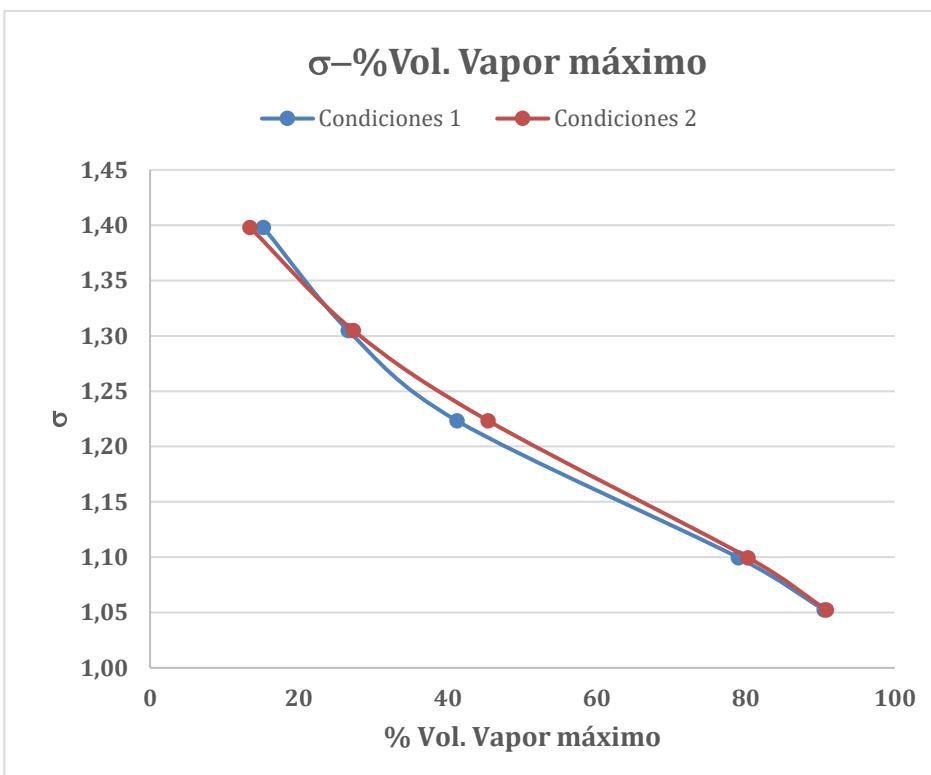


Figura 19. Coeficiente de cavitación en función del porcentaje de volumen de vapor máximo

También se compara el porcentaje de volumen de vapor con el coeficiente de caudal de la geometría en la Figura 20. Se observa la influencia que puede llegar a tener la cavitación en este coeficiente.

De nuevo, se intuye una relación lineal entre el coeficiente de caudal y el porcentaje de volumen de vapor formado, siendo también prácticamente similares los resultados con ambos casos de operación. En la Figura 21 se observa el porcentaje de reducción que puede llegar a tener el coeficiente de caudal en función de la cavitación que exista en el proceso, llegando a superar el 10% de reducción en condiciones de cavitación severa.

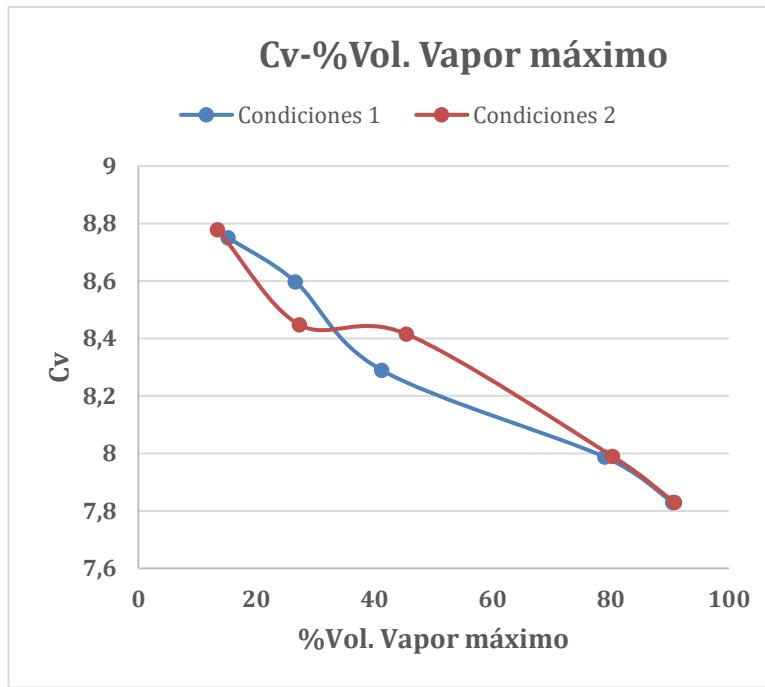


Figura 20. Cv en función del porcentaje de volumen de vapor máximo

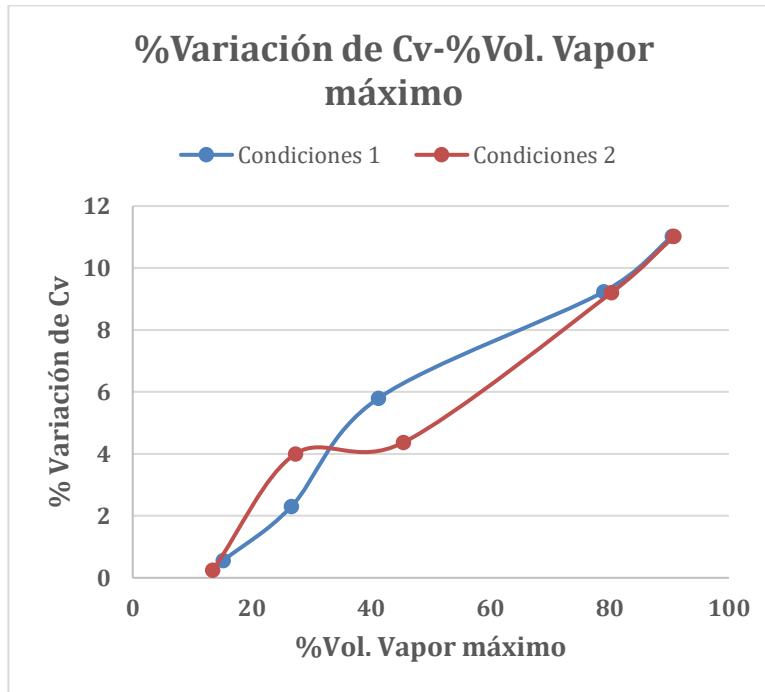


Figura 21. Porcentaje de variación de Cv en función del porcentaje de volumen de vapor máximo

V. Conclusiones

Se ha podido demostrar la importancia de conocer el coeficiente de caudal a la hora de observar el cumplimiento de las condiciones de operación requeridas en la válvula. También se ha demostrado la influencia que puede tener el fenómeno de la cavitación en dicho coeficiente y la capacidad del índice de cavitación de predecir este fenómeno y la intensidad del mismo.

El trabajo ha supuesto una mejora en la geometría inicial, además de un conocimiento más exacto de los parámetros principales en todos los casos, asegurando el cumplimiento de las condiciones de operación.

En cuanto a la elección de las geometrías para unas condiciones de operación dadas en las que se prevé la existencia de cavitación, se deberá tener en cuenta la misma a la hora de escoger el coeficiente de caudal necesario. Esto significa que, si conocemos las curvas características teóricas, pero por cualquier motivo no queremos simular el caso real, deberemos elegir una geometría que cumpla sobradamente con el coeficiente de caudal requerido, evitando así que la reducción que provoca la cavitación en el mismo suponga el no cumplimiento de las condiciones de operación.

Las simulaciones realizadas y los resultados de este proyecto se definen como satisfactorios. Algunas posibilidades de ampliación relacionadas podrían ser el estudio del fenómeno del flashing y su influencia en el coeficiente de caudal o el ruido provocado por la cavitación en la válvula (factor muy determinante también en la industria). El flashing es la etapa inicial de la cavitación: la transformación de líquido a gas debido al paso por una zona de presión inferior a la presión de vapor. Sin embargo, la diferencia entre el flashing y la cavitación es que en el flashing la presión no se recupera por encima de la presión de vapor y las burbujas no implosionan.

Las dificultades y problemas encontrados principalmente han sido el autoaprendizaje de un programa nuevo y el tiempo empleado en el mismo, tanto para su utilización como para su aprendizaje. Dentro del mismo programa, el aspecto más problemático ha sido conseguir que la solución convergiese, sobre todo en las simulaciones en las que existía cavitación, en las cuales el control sobre los diferentes métodos de solución y factores de relajación ha sido más complejo. Otra de las dificultades ha sido conseguir que el mallado fuese óptimo debido a la compleja geometría que presentan estos elementos hidráulicos, además del tiempo de mallado y simulación debido a que cada caso, aunque las condiciones fuesen parecidas, presentaba una geometría diferente (además de la diferencia de geometrías, dentro de cada una de ellas, la diferencia de carreras suponía también otra geometría).

VI. Bibliografía

- [1] Quiminet. Funcionamiento de las válvulas de control. <https://www.quiminet.com/articulos/funcionamiento-de-las-valvulas-de-control-58317.htm>
- [2] ANSI/ISA-75.23 (1995). Considerations For Evaluating Control Valve Cavitation
- [3] Emb. Válvulas de control: indispensables para la industria. <https://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=2312&ni=valvulas-de-control-indispensables-para-la-industria>
- [4] Frank M. White (2011). Fluid mechanics. McGraw-Hill.
- [5] Valvias. Flow coefficient definition. <https://www.valvias.com/flow-coefficient.php>
- [6] ANSI/ISA-75.05.01 (2000). Control Valve Terminology.
- [7] Kimray. What is Valve Flow Coefficient (Cv)? <https://kimray.com/training/what-valve-flow-coefficient-cv>
- [8] R. Sanchez, L. Juana, F. V. Laguna, L. Rodriguez-Sinobas, Estimation of Cavitation Limits From Local Head Loss Coefficient,
- [9] Ren R, Su T, Ma F, Wu X, Xu C, Zhao X. Study of the influence laws of the flow and cavitation characteristics in an injector control valve. Energy Sci Eng. 2022; 10:932-950
- [10] The Process Piping. Rangeability of Control Valve. <https://www.theprocesspiping.com/rangeability-of-control-valve/>
- [11] ANSI/ISA-75.01.01 (2007). Control Valve Sizing Equations.
- [12] B.K. Sreedhar, S.K. Albert, A.B. Pandit, Cavitation damage: Theory and measurements – A review, Wear 372-373 (2017) 177-196.
- [13] R.T. Knapp, J.W. Daily, F.G. Hammitt, Cavitation, McGraw Hill, USA, 1970.
- [14] T.B. Benjamin, A.T. Ellis, The collapse of cavitation bubbles and the pressures.
- [15] Flotech. Understanding and Predicting Cavitation in Control Valves. <https://www.flotechinc.com/understanding-predicting-cavitation-control-valves/>
- [16] Pipeflow. Pipe Roughness. <https://www.pipeflow.com/pipe-pressure-drop-calculations/pipe-roughness>