



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

# **CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE UNA VENTOSA DE ADMISIÓN Y EXPULSIÓN DE AIRE DE 80mm DE DIÁMETRO NOMINAL CON DIFERENTES MECANISMOS DE CIERRE.**

AUTORA: HELENA VIEJO HERNÁNDEZ

TUTOR: PEDRO LUIS IGLESIAS REY

COTUTOR: SALVADOR GARCÍA TODOLÍ

Curso Académico: 2018-19



## Resumen.

Este trabajo se centra en el desarrollo de una nueva metodología para la obtención de las curvas características del comportamiento de válvulas de admisión y expulsión de aire. Su interés proviene de la baja fiabilidad de las gráficas proporcionadas por los fabricantes.

La obtención de unas curvas que contengan poco error frente a la realidad física es un tema de gran importancia dado que estas válvulas previenen errores en instalaciones. Además, si se da un error en una red de distribución, estas máquinas hidráulicas son las que se aseguran de que estos errores no vayan a más, degenerando en roturas graves en la instalación, obstrucciones del fluido, oxidación de los materiales de la instalación y gran cantidad más de problemas.

Dado el desarrollo que ha experimentado el cálculo computacional en los últimos años, la metodología a desarrollar se centra en el cálculo mediante CFD (*“Computational Fluid Dynamics”*). Además, no solo se busca un nuevo proceso de cálculo con el que obtener curvas características fiables, sino que se pretende también que este método resulte económico, o al menos más rentable que la realización de ensayos en laboratorio.

Esto se debe a que la realización de dichos ensayos conlleva costes de un valor bastante elevado, consumiendo para cada punto de cálculo gran cantidad de potencia y energía. Pero, además, estos ensayos no aseguran la obtención de unos datos de puntos de trabajo reales al menos en la fase de admisión, ya que la metodología empleada para su realización contempla simulaciones que distan de la realidad física que se pretende obtener.

**Palabras clave:** CFD, válvula ventosa, admisión, expulsión, curva característica.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## Resum.

Aquest treball es centra en el desenvolupament d' una nova metodologia per a l' obtenció de les corbes característiques del comportament de vàlvules d' admissió i expulsió d' aire. El seu interès prové de la baixa fiabilitat de les gràfiques proporcionades pels fabricants.

L' obtenció d' unes corbes que continguin poc error davant de la realitat física és un tema de gran importància atès que aquestes vàlvules prevenen errors en instal·lacions. A més, si es dóna un error en una xarxa de distribució, aquestes màquines hidràuliques són les que s' asseguren que aquests errors no vagin a més, degenerant en trencaments greus en la instal·lació, obstruccions del fluid, oxidació dels materials de la instal·lació i gran quantitat més de problemes.

Donant el desenvolupament que ha experimentat el càlcul computacional en els últims anys, la metodologia a desenvolupar es centra en el càlcul mitjançant CFD (*"Computational Fluid Dynamics"*). A més, no només es busca un nou procés de càlcul amb el qual obtindre corbes característiques fiables, sinó que es pretén també que aquest mètode resulti econòmic, o almenys més rendible que la realització d' assajos en laboratori.

Això es deu al fet que la realització d' aquests assajos comporta costos d' un valor bastant elevat, consumint per a cada punt de càlcul gran quantitat de potència i energia. Però, a més, aquests assajos no asseguren l' obtenció d' unes dades de punts de treball reals almenys en la fase d' admissió, ja que la metodologia emprada per a la seua realització contempla simulacions que disten de la realitat física que es pretén obtindre.

**Paraules clau:** CFD, vàlvula ventosa, admissió, expulsió, corba característica.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## Abstract.

This Project focuses on the development of a new methodology for obtaining the characteristic curves of the behavior of air intake and exhaust valves. Its interest comes from the low reliability of the graphics provided by the manufacturers.

Obtaining curves that contain little error compare to the physical reality is a matter of great importance since these valves prevent errors in installations. In addition, if there is an error in a distribution network, these hydraulic machines are the ones that ensure that these errors do not go further, degenerating into serious breaks in the installation, obstructions of the fluid, oxidation of the materials of the installation and lots of more problems.

Given the development experienced by computational calculation in recent years, the methodology to be developed focuses on the calculation using CFD ("Computational Fluid Dynamics"). In addition, not only a new calculation process is sought with which to obtain reliable characteristic curves, but it is also intended for this method to be economical, or at least more cost effective than performing laboratory tests.

This is due to the fact that the performance of these tests entails costs of a fairly high value, consuming a great deal of power and energy for each calculation point. But, in addition, these essays do not assure the obtaining of data for real work points at least in the admission phase, since the methodology used for its realization contemplates simulations that are far from the physical reality that is intended to be obtained.

**Keywords:** CFD, air valve, air intake, air exhaust, characteristic curve.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## ÍNDICE CONTENIDO

<u>MEMORIA</u> .....	13
1. Introducción.....	15
1.1 Antecedentes.....	15
1.2 Objetivo del documento.....	15
2. Las válvulas ventosas.....	17
2.1 El aire en las conducciones.....	17
2.2 Principio de funcionamiento de las válvulas de aire.....	19
2.3 Tipos de válvulas.....	22
2.4 Caracterización de las válvulas.....	25
2.4.1 Caracterización teórica.....	25
2.4.2 Caracterización.....	27
2.4.3 Caracterización experimental.....	29
3. Introducción a la dinámica computacional de fluidos.....	33
3.1 Bases del desarrollo de los CFD.....	33
3.1.1 Ecuaciones características de la dinámica de fluidos.....	34
3.1.1.1 Ecuación de continuidad.....	35
3.1.1.2 Ecuación de la conservación de la energía.....	36
3.1.1.3 Balance de fuerzas.....	36
3.1.2 Tipos de régimen de circulación.....	37
3.2 Etapas del análisis.....	38
3.2.1 El pre-proceso.....	39
3.2.1.1 Geometría.....	39
3.2.1.2 Mallado.....	39
3.2.1.3 Fluido.....	41
3.2.1.4 Condiciones de contorno.....	42
3.2.2 El cálculo.....	43
3.2.3 El post-procesado.....	45
4. Análisis conceptual del problema 2D.....	47
4.1 Geometría y mallado.....	47
4.2 Metodología de cálculo.....	48
4.3 Primera aproximación.....	49
4.4 Análisis final.....	55
5. Análisis del problema 3D.....	59
5.1 Definición de la geometría.....	59
5.2 Estudio del mallado.....	62
5.3 Procesado.....	68

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

5.4 Post-procesado.....	70
6. Análisis de los resultados.....	79
6.1 Resultados frente a los ensayos.....	79
6.2 Análisis de las curvas características.....	83
7. Conclusiones.....	89
8. Bibliografía.....	91
<u>PRESUPUESTO</u> .....	93
1. Precios unitarios.....	95
1.1 Hipótesis consideradas.....	95
1.2 Cuadros de precios unitarios.....	96
2. Cuadro de precios descompuestos.....	97
3. Estado de mediciones.....	101
4. Presupuesto total.....	102
<u>PLANOS</u> .....	101
1. Plano 1-Válvula Seta.....	103
2. Plano 2-Válvula Side.....	105
3. Plano3-Válvula Down.....	107

## **ÍNDICE DE FIGURAS**

Figura 1. Funcionamiento de una válvula ventosa.....	20
Figura 2. Ventosa de alta presión o purgadores. a) Válvula cerrada, b) Purga del aire (Válvula abierta).....	23
Figura 3. Ventosa trifuncional. a) Válvula abierta, b) Válvula cerrada, c) Purga del aire (Válvula cerrada).....	24
Figura 4. Curva característica de ventosas con el mismo diámetro nominal.....	28
Figura 5. Curva característica del catálogo frente al ensayo.....	29
Figura 6. Metodología del ensayo para la expulsión.....	30
Figura 7. Metodologías del ensayo para la admisión. a) Método A, b) Método B, c) Método C.....	30
Figura 8. Datos obtenidos mediante diferentes metodologías.....	31
Figura 9. Datos obtenidos con diferentes mecanismos de cierre.....	32
Figura 10. Diferencia régimen laminar y turbulento.....	37
Figura 11. Geometría de la válvula seta 2D.....	47
Figura 12. Contornos especiales de la válvula seta 2D.....	48
Figura 13. Ejemplo condición de contorno mass flow inlet.....	51
Figura 14. Ejemplo condición de contorno pressure outlet.....	52
Figura 15. Ejemplo condición de contorno pressure inlet.....	53
Figura 16. Ejemplo condición de contorno mass flow outlet.....	54
Figura 17. Primera aproximación al problema en 2D.....	55
Figura 18. Análisis del problema en 2D.....	57
Figura 19. Características válvulas ventosas de Bermad.....	59
Figura 20. Modificaciones de la geometría.....	60
Figura 21. Geometrías de cálculo 3D.....	60
Figura 22. Volumen de cálculo válvula seta.....	61
Figura 23. Volumen de cálculo válvula side.....	61
Figura 24. Volumen de cálculo válvula down.....	62

Figura 25. Relación entre el tamaño del mallado y el error de cálculo.....	65
Figura 26. Relación entre el número de celdas y el error de cálculo.....	65
Figura 27. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre seta.....	66
Figura 28. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre side.....	67
Figura 29. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre down.....	68
Figura 30. Ejemplo obtención de la convergencia de residuos.....	69
Figura 31. Ejemplo seguimiento monitor caudal de salida.....	70
Figura 32. Ejemplo obtención de los caudales en ansys.....	71
Figura 33. Curva característica calculada para válvula seta.....	73
Figura 34. Curva característica calculada para válvula side.....	75
Figura 35. Curva característica calculada para válvula down.....	77
Figura 36. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula seta.....	80
Figura 37. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula side.....	81
Figura 38. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula down.....	82
Figura 39. Curva característica teórica en la fase de admisión para la válvula seta.....	84
Figura 40. Curva característica teórica en la fase de expulsión para la válvula seta.....	85
Figura 41. Curva característica teórica para la válvula side.....	86
Figura 42. Curva característica teórica para la válvula down .....	88

## **ÍNDICE DE TABLAS**

Tabla 1. Coeficiente de Bunsen a presión atmosférica para diferentes temperaturas.....	18
Tabla 2. Relación presión con cantidad de aire para una temperatura constante de 25°C.....	18
Tabla 3. Datos calculados para la expulsión en la primera aproximación al análisis 2D.....	52
Tabla 4. Datos calculados para la admisión en la primera aproximación al análisis 2D.....	54
Tabla 5. Datos calculados para la expulsión en el análisis 2D.....	56
Tabla 6. Datos calculados para la admisión en el análisis 2D.....	57
Tabla 7. Estudio del mallado.....	64
Tabla 8. Datos calculados válvula seta.....	72
Tabla 9. Datos calculados válvula side.....	74
Tabla 10. Datos calculados válvula down.....	76
Tabla 11. Resultados de los ensayos.....	79
Tabla 12. Valores teóricos de la válvula seta para la fase de admisión.....	83
Tabla 13. Valores teóricos de la válvula seta para la fase de expulsión.....	84
Tabla 14. Valores teóricos de la válvula side.....	86
Tabla 15. Valores teóricos de la válvula down.....	87

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

# MEMORIA

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## 1.Introducción.

### 1.1 Antecedentes.

La motivación de este proyecto se centra en la importancia de escoger una válvula de carga y descarga de aire correcta para cada instalación. Estas válvulas también denominadas ventosas, se encargan de asegurar un correcto balance entre agua y aire a medida que la red se llena o vacía de agua. De esta forma, se evitan problemas relacionados con el contenido en exceso o la deficiencia de aire en las tuberías.

Para la selección de una válvula para cierta instalación, cada fabricante proporciona unas curvas que relacionan el caudal de aire transportado por las mismas con el diferencial de presión al que se encuentren. Estas curvas, que deberían representar la realidad física de las válvulas, en la práctica contienen un error elevado frente al comportamiento real de las ventosas. Para obtener unos datos que representen el trabajo real de la válvula se realizan ensayos de las mismas en laboratorios. Esta técnica genera unos gastos elevados y puede igualmente contener errores en algunos puntos de trabajo. Por este motivo, se estudia la forma de obtener unas curvas que proporcionen unos datos fiables con una generación de costes menor que la realización de ensayos y que permitan la elección de la válvula óptima.

Este trabajo se centra en la obtención de dichas curvas mediante técnicas computacionales. Debido a que, dado el reciente desarrollo que ha experimentado la dinámica de fluidos computacional, estas técnicas proporcionan un método de cálculo bastante económico y eficaz.

Por tanto, se estudia una ventosa del fabricante Bermad [16] de un diámetro nominal de 80 mm y tres mecanismos de cierre distintos: cierre en forma de seta, lateral (side) y cierre inferior (down), que se pueden ver representadas en sus planos respectivos (plano 1 seta, plano 2 side y plano 3 down).

### 1.2 Objetivo del documento.

El objetivo de este documento es el uso de la dinámica computacional de fluidos como método alternativo para la caracterización de tres válvulas ventosas de diámetro nominal de 80 mm. Esta metodología, también denominada CFD para abreviar (*“Computational Fluid Dynamics”*), es una técnica de resolución relativamente moderna que se basa en el soporte de métodos computacionales para solucionar problemas en los que uno o más fluidos intervienen.

Este objetivo general del documento se concreta en los siguientes objetivos específicos:

- La realización de un estudio previo del problema con un modelo 2D para obtener un modo de resolución conceptual del problema. Con ello se pretende analizar los modelos de resolución y condiciones de contorno más adecuados para la posterior aplicación de los mismos al problema en 3D. De esta forma, al realizarlo con un modelo simplificado el tiempo de cálculo consumido para esta tarea se reduce muy significativamente.

- El estudio de las etapas previas al proceso para dejar definido un volumen de control que genere unos buenos resultados de análisis. Es decir, dejar definida una geometría para el cálculo que represente adecuadamente la realidad física del problema. Esto incluye la realización de modificaciones y cambios oportunos para que el modelo 3D final sea apropiado para el cálculo.
- Realización de un estudio del mallado o discretización óptimos para las geometrías. Se busca que el mallado realizado permita obtener cálculos con poco error y un tiempo de computación no muy prolongado. De esta manera, el objetivo es tener un número de celdas que proporcione buenos resultados con un tiempo de cálculo no muy excesivo.
- Obtener mediante las técnicas computacionales varios puntos de trabajo de cada válvula que permitan la representación de sus respectivas curvas de funcionamiento. Dichas curvas son las que facilitan los fabricantes y que relacionan la presión manométrica de trabajo con el caudal de aire que circula por la válvula.
- Obtención alternativa de los puntos de trabajo de las ventosas analizando un único punto de funcionamiento de cada válvula y usando las ecuaciones características como propuso M. J. González-Fuertes en *“Desarrollo de una metodología de caracterización de válvulas de aire en admisión mediante técnicas computacionales”*. [3].
- Como método de comprobación, se compararán los resultados obtenidos con los sacados de los ensayos realizados en las instalaciones de Bermad, concluyéndose si este método de análisis mediante cálculos informáticos es una solución válida para la caracterización de estas ventosas. Del mismo modo, se compararán los resultados obtenidos mediante esta técnica con los alcanzados mediante la metodología propuesta por M. J. González-Fuertes. [3].
- Finalmente se obtendrá un presupuesto del trabajo realizado con lo cual se observará si este método de caracterización mediante CFD es, además de válido, económico.

## 2. Las válvulas ventosas.

Antes de comenzar con la explicación de la resolución del proyecto, es importante entender qué razones nos llevan a la realización de este trabajo. Por ello debemos conocer primero los problemas que se dan en cualquier instalación de aguas y las válvulas de admisión y expulsión de aire que resuelven dichos problemas y son el objetivo de estudio de este documento.

### 2.1 El aire en las conducciones.

En toda instalación de aguas se da una interacción entre agua y aire, lo cual puede resultar dañino para el conjunto de tuberías y máquinas hidráulicas si no se controla adecuadamente. Pero en ocasiones esta interacción es necesaria dado que puede ir asociada al control adecuado de las presiones alcanzadas en el sistema. Por ejemplo, cuando se realiza el llenado y vaciado de tuberías estas no pueden quedar en vacío dado que generaría fuerzas que destruirían la instalación, por tanto, a medida que el agua entra o sale del sistema, este se debe vaciar o llenar, respectivamente, de aire.[9]. En algunos otros casos, la instalación puede tener problemas inesperados que se pueden resolver introduciendo aire, un ejemplo son los golpes de ariete.

El golpe de ariete, choque hidráulico o pulso de Joukowski es un fenómeno que se produce usualmente cuando se cierra una válvula de forma repentina, aunque también se puede producir por otras razones. El punto de cierre experimenta una sobrepresión fuerte al chocar el fluido y, seguidamente, se produce una depresión causada por un cambio en la onda de presión.[18]. Por lo tanto, se pueden solucionar añadiendo aire al sistema para aumentar la presión y evitar la destrucción de la red por las fuertes depresiones que puede conllevar, estabilizando así la presión del sistema.

Esta interacción forzada entre ambos fluidos no es única, sino que estos están en continua relación ya que existe una cierta solubilidad entre ellos. Dada una cierta cantidad de agua, siempre se encuentra presente en ella una pequeña cantidad de aire concentrado. Este porcentaje de aire disuelto depende de tanto la temperatura a la que se encuentra el agua como la presión ejercida sobre ella. A dicha relación se le denomina Coeficiente de Bunsen que representa los  $m^3$  de aire que se encuentran en tantos  $m^3$  de agua para cada temperatura dada una presión fija.[9]. En la tabla 1 se puede observar el valor del coeficiente de Bunsen para distintas temperaturas a presión atmosférica.

Tabla 1. Coeficiente de Bunsen a presión atmosférica para diferentes temperaturas.[9].

Temperatura (°C)	Coeficiente de Bunsen (m³aire/m³agua)
0	0,0286
5	0,0252
10	0,0224
15	0,0201
20	0,0183
25	0,0167
30	0,0154

De esta forma, dado un volumen de agua,  $V_{agua}$ , a una cierta temperatura  $T$ , con un coeficiente de Bunsen para esa temperatura  $CB$ , y con un diferencial de presiones  $\Delta P$ , se puede obtener el volumen de aire que contiene:

$$V_{aire} = V_{agua} \cdot CB \cdot \Delta P \quad (1)$$

Además, conociendo también la relación de la densidad del aire  $\rho_{aire}$  con la temperatura  $T$  y la presión  $\Delta P$ , y siendo  $R$  la constante característica de cada gas (para aire  $R = 287 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ ), que depende de la composición molecular, se puede obtener mediante las ecuaciones (1), (2) y (3) la masa de aire contenida en  $V_{agua}$ .

$$\rho_{aire} = \frac{\Delta P}{R \cdot T} \quad (2)$$

$$m_{aire} = \rho_{aire} \cdot V_{aire} \quad (3)$$

También se puede sacar la relación entre la presión y la cantidad de aire disuelto en el agua para una cierta temperatura a partir de la tabla anterior como se observa en la tabla 2 para una temperatura constante de 25°C.

Tabla 2. Relación presión con cantidad de aire para una temperatura constante de 25°C

Presión absoluta (bar)	Cantidad de aire (m³aire/m³agua)
0.7	0.01169
0.8	0.01336
0.9	0.01503
1	0,0167
1.1	0.01837
1.2	0.02004
1.3	0.02171

Se puede observar que, para una temperatura más elevada, la cantidad de aire máximo que se puede disolver en cierto volumen de agua disminuye, mientras que esta cantidad aumenta cuando la presión

a la que se somete el agua es elevada. Es decir, la relación entre temperatura y aire disuelto es inversa mientras que con la presión esta relación es directa.

La temperatura generalmente se suele mantener constante a lo largo de una instalación, pero, la presión varía según la cota a la que se esté o las máquinas hidráulicas que se encuentren alrededor de cierto punto de la instalación. Por tanto, el agua no mantiene una cantidad fija de aire disuelto durante su recorrido, sino que expulsa burbujas de aire cuando la presión baja y puede disolver más aire en su interior cuando la presión aumenta. Además, toda construcción hidráulica está formada por tuberías con distintos recorridos y ángulos de giro y por máquinas hidráulicas con distintas funciones, con lo cual, es complicado vaciar completamente de aire la red cuando esta se llena de agua y suelen quedar burbujas atrapadas en los recovecos del sistema.

Pese a que en ocasiones es ventajoso añadir aire a una instalación, este fluido genera también algunos problemas cuando se encuentra presente en una red de agua. Algunos de estos inconvenientes no son tan serios como la generación de ruidos y vibraciones cuando queda atrapado en algunas máquinas hidráulicas. En otras ocasiones, en cambio, la presencia de aire genera algunos problemas que pueden afectar al funcionamiento de la red como el entorpecimiento del caudal o reducción de flujo que generan algunas bolsas de aire o la oxidación de partes de la instalación debido al contacto con el oxígeno, lo cual reduce el tiempo de vida útil de sus componentes.

Para evitar los problemas asociados a la acumulación de aire en algunos puntos del sistema y permitir un correcto equilibrio agua-aire en toda la red, es decir un correcto equilibrio de la presión del sistema, se dispone de las válvulas de admisión y expulsión de aire, también llamadas ventosas.

## 2.2 Principio de funcionamiento de las válvulas de aire.

Todas las válvulas de admisión y expulsión de aire, pese a las diferencias que puedan tener entre si, comparten unas mismas características esenciales. Estas ventosas, están formadas por dos orificios generalmente, aunque algunas pueden disponer de tres. Uno de los agujeros de la válvula, de sección  $A_1$  sirve de canal de comunicación con la red colocándose en contacto con la tubería. El otro (o otros) de sección  $A_0$  está en continuo contacto con la atmósfera, pero queda separado del resto de la válvula cuando esta se cierra. El dispositivo de bloqueo está formado por un flotador que, en reposo queda apoyado en la parte inferior de la válvula disminuyendo la sección de paso del aire por esta, pero sin impedir su flujo, y en funcionamiento se eleva hasta quedar pegado a la parte superior del cuerpo de la válvula taponando el orificio de salida  $A_0$ .

El funcionamiento de estos dispositivos neumáticos está basado en las fuerzas propias de la estática de fluidos. Cuando la válvula está llena de aire, el flotador está en reposo empujado únicamente por la fuerza de su propio peso y por tanto ambos orificios quedan abiertos. Pero, una vez la red se llena de agua, y esta va entrando en el cuerpo de la válvula por la sección  $A_1$  sobre el flotador comienza a actuar una fuerza de empuje del agua que lo lleva a elevarse. A estas dos fuerzas hay que sumarles la generada por el diferencial de presiones que se da en la válvula. Esto se debe a que el orificio de sección  $A_0$  se encuentra siempre a presión atmosférica pero el punto de conexión con la red va tomando

distintas presiones según el funcionamiento de la instalación en cada momento. En la imagen siguiente se puede observar el funcionamiento descrito, para una válvula con dos orificios siendo el superior el que está en contacto con la atmósfera.



Figura 1. Funcionamiento de una válvula ventosa.[19].

Por tanto, como se puede apreciar en la figura 1, la válvula no se cierra hasta que las fuerzas de empuje y presión del agua no superen a la fuerza peso del flotador. De la misma manera debe suceder, pero a la inversa, para que la válvula se abra. Por tanto, el flotador debe ser diseñado de manera que su peso específico sea adecuado para el funcionamiento que se desee, ya que un flotador de un material muy pesado o demasiado voluminoso afectaría al cierre y apertura de la válvula.

De esta forma para un flotador el peso específico  $\gamma_{flotador}$  es:

$$\gamma_{flotador} = \rho_{flotador} \cdot g \quad (4)$$

siendo  $g$  la aceleración de la gravedad de valor  $9,81 \text{ m}^2/\text{s}$  y  $\rho_{flotador}$  la densidad del material del flotador. Además, siendo el volumen de dicho flotador  $\forall_{flotador}$ , la fuerza peso ejercida sobre el mismo queda:

$$W_{flotador} = \gamma_{flotador} \cdot \forall_{flotador} \quad (5)$$

De la misma forma podemos obtener el empuje que ejerce el agua sobre el flotador cuando un volumen  $\forall_{f-agua}$  del mismo queda sumergido. Siendo el peso específico del agua  $\gamma_{agua}$  obtenido por la misma ecuación 4 pero para una densidad del agua  $\rho_{agua} = 10^3 \text{ Kg}/\text{m}^3$  (constante dado que se trata de un fluido incompresible) se obtendría la fuerza empuje que ejerce:

$$E = \gamma_{agua} \cdot \forall_{f-agua} \quad (6)$$

Siendo, además, la fuerza diferencial de presiones que actúa sobre el flotador:

$$F_{presión} = p \cdot A_0 \quad (7)$$

donde  $A_0$  es el área del orificio exterior y  $p$  indica la diferencia de presión en el interior de la válvula que, dado que uno de los orificios está a presión atmosférica, es igual a la presión manométrica dentro de la tubería. Esta presión puede ser positiva  $p_t$  o negativa  $p_d$  que significaría que existe una depresión en la tubería.

Y, por tanto, las ecuaciones de cierre y apertura quedarían:

Cierre:  $P_{flotador} < E + F_{presión}$  (8)

Apertura:  $P_{flotador} > E + F_{presión}$  (9)

En el caso de que ambas fuerzas fueran iguales, es decir que no se dieran ninguna de las condiciones anteriores, el sistema estaría en equilibrio y, por tanto, el flotador se mantendría en su posición sin alterar. También es interesante resaltar que cuando la presión manométrica del punto de la instalación en el que se encuentre la válvula sea negativa, la fuerza producida por el diferencial de presión causará que trabaje a favor de la apertura de la ventosa, es decir, se colocará en el lado de la izquierda de las ecuaciones (8) y (9). Por tanto, dado que en muchas ocasiones no es interesante tener depresión en la tubería, se tendrá que diseñar el flotador para que la ecuación de cierre (8) no funcione para presiones con un gran valor negativo, dado que en este caso será más interesante permitir la entrada del aire a la instalación. Además, el flotador también deberá ser correctamente diseñado para cumplir la ecuación de apertura (9) para una fuerza de empuje nula, dado que será necesario expulsar aire de la tubería cuando esta está totalmente vacía de agua y, por tanto, no existe empuje sobre el flotador. Para este fin, se deberá no solo tener en cuenta el material y geometría del flotador, sino también el tamaño del orificio exterior de la válvula, así como las presiones a las que se pretende trabajar en la instalación.

Estas ecuaciones, a pesar de que describen el principio de funcionamiento de una válvula de admisión y expulsión de aire de manera clara, en la realidad producen errores de cálculo. Esto es debido a que no consideran otras fuerzas que también entran en juego durante el ciclo de apertura y cierre de las ventosas.

En primer lugar, un primer error de cálculo se genera al no tener en cuenta las fuerzas viscosas que producen una pequeña resistencia tanto en la elevación del flotador como en la reapertura de la válvula.[6]. Esta resistencia que en el caso del cierre se considera despreciable dado el reducido valor de la viscosidad dinámica del aire (del orden de  $10^{-4}$  P para temperaturas de 20°C), a la hora de realizar la apertura es una fuente grande de error y genera un retraso en la ecuación (9). Esta fuerza depende de varios parámetros, como la superficie de contacto flotador-arandela o la temperatura del agua que afecta al coeficiente viscoso de la misma.[3]. Pese a ello, en general, la fuerza viscosa produce una demora en el comienzo de la actuación de la ventosa nada despreciable.

Otro factor determinante en el funcionamiento de las ventosas es la fuerza de sustentación o arrastre del aire que para caudales pequeños es despreciable, pero para velocidades de flujo mayores puede llegar a ser muy significativa.[7]. Al contrario que en el caso de las fuerzas viscosas, estas introducen por lo general un mayor error en el proceso de cierre dado que los caudales a los que se realiza la apertura de la válvula son muy reducidos. Una vez abierta la ventosa, el caudal toma valores más elevados y esta fuerza que durante la aspiración no tiene demasiada importancia dado que significaría un valor añadido al peso del flotador, durante la expulsión cobra interés dado que actúa en contra del peso del flotador y puede, por tanto, significar un cierre prematuro de la válvula.

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C \cdot Q \cdot V \quad (10)$$

En la ecuación 10 se puede observar que esta fuerza de arrastre del aire depende de forma directa del caudal  $Q$ , que es la variable de mayor peso en el cálculo dado que la velocidad del fluido  $V$  está también relacionada directamente con el mismo:

$$Q = V \cdot A \quad (11)$$

siendo  $A$  la sección del orificio de menor tamaño. También depende de la densidad del aire que al ser un fluido compresible no es constante y por tanto se puede obtener mediante la ecuación 2 que la relaciona con la presión y la temperatura. Por último, esta fuerza varía según un coeficiente  $C$  que depende de la geometría y el valor del número de Reynolds que se obtiene mediante la ecuación:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (12)$$

representando  $D$  (m) la longitud característica del flujo que, en el caso de instalaciones de tuberías, se trata del Diámetro interior de la conducción,  $V$  (m/s) la velocidad del flujo y  $\nu$  (m<sup>2</sup>/s) la viscosidad cinemática del fluido en cuestión.

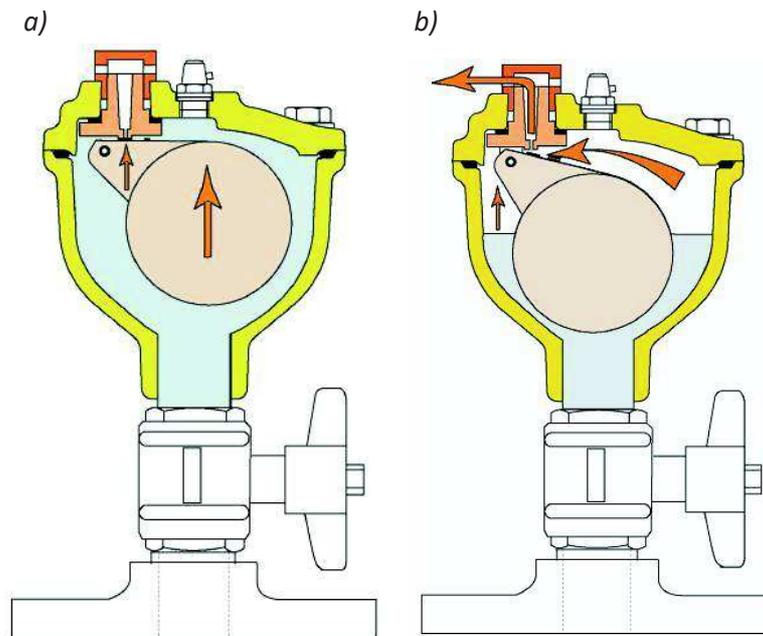
### 2.3 Tipos de válvulas.

Una de las principales ventajas que tiene el uso de las ventosas en las redes de distribución es que su funcionamiento es automático y, por tanto, no requiere, en principio, de vigilancia o accionamiento manual. Esto ha generado que con el tiempo se hayan desarrollado distintos tipos de válvulas para los diferentes funcionamientos específicos que requieren las redes de distribución. Todas estas ventosas tienen el mismo principio de funcionamiento, explicado en el apartado anterior, y se colocan en distintos puntos de una misma instalación según las necesidades que tenga esta y los problemas que se generen en cada zona. Existen en total tres tipos diferentes de ventosas que se caracterizan por la función que realizan: las ventosas de alta presión o purgadores, las ventosas de baja presión y las ventosas trifuncionales.[6].

- Las ventosas de alta presión o purgadores están diseñadas para funcionar, como su nombre indica, a presiones elevadas, por tanto, en condiciones de funcionamiento normales, es decir, con las tuberías llenas de agua. Como se ha comentado antes, durante su recorrido el agua puede expulsar algunas burbujas de aire en ciertos puntos de la instalación. Además algunas burbujas se pueden formar durante el funcionamiento de algunas máquinas hidráulicas (como las bombas centrífugas) o pueden proceder de un anterior llenado imperfecto de la instalación. Este tipo de ventosas se usan para expulsar esas burbujas de pequeño tamaño que podrían llegar a formar bolsas de aire suponiendo un problema al generar cambios en el flujo del caudal por la red.

Como se observa en la figura 2, su funcionamiento responde al de una válvula ventosa tipo pero con un diámetro nominal de expulsión de aire de pequeño tamaño, menor o igual a 12 mm.[6]. Además, estas ventosas disponen de un flotador diseñado de manera que permita la expulsión de pequeñas cantidades de aire cuando llegan a la válvula gran variedad de burbujas. Pese a que están diseñadas especialmente para la expulsión de aire, de ahí que se les llame también purgadores, como cualquier otra válvula estas también realizan la admisión de aire en las tuberías pero, como el caudal que puede admitir este tipo de ventosa es tan pequeño,

debido a su reducido diámetro, la absorción de aire que realizan se considera prácticamente despreciable.



*Figura 2. Ventosa de alta presión o purgadores.[20]*

*a) Válvula cerrada. b) Purga del aire (Válvula abierta)*

- Las ventosas de baja presión, a diferencia de las purgadoras, se activan en condiciones de funcionamiento anormales de la conducción. Esto puede deberse a un llenado o vaciado de la red, la generación de grandes depresiones en algún punto o el sufrimiento de una rotura en la instalación. Por tanto, las presiones bajo las que funciona son más leves que en las ventosas de alta presión, como indican ambos nombres. Estas ventosas se caracterizan por mover grandes caudales, teniendo diámetros nominales de entre 25 y 400 mm. Dicha capacidad de admisión y expulsión es tan grande porque los procesos de llenado y vaciado de tuberías se realizan a altas velocidades y por tanto el caudal de aire desplazado debe compensar el que se mueva de agua. Aunque el proceso de llenado, dado que se puede controlar, suele ser a menores velocidades para evitar el cierre prematuro que pueden generar unos caudales muy intensos. De hecho, los fabricantes recomiendan velocidades moderadas (del rango de 0,3-0,5 m/s). En la figura 1 anterior, se puede observar el funcionamiento de una válvula de baja presión tipo.
- Las ventosas trifuncionales son una combinación de las dos anteriores y, por tanto, realizan las tres funciones: la expulsión y admisión de aire característica de las ventosas de baja presión y la expulsión de burbujas o purgación realizada por las ventosas de alta presión. Aunque en estas últimas también se realice la admisión de pequeñas cantidades de aire, dado que es despreciable y como no es objetivo primordial de la ventosa, no se considera como función.

Estas válvulas disponen de dos orificios diferentes de salida que se activan según la función que se requiera de la ventosa y un mismo orificio de conexión con la tubería. Pueden estar formadas por dos cuerpos distintos para cada función, con lo cual disponen de dos flotadores distintos, o pueden compartir un mismo cuerpo en la válvula ambos orificios siendo el flotador el mismo o teniendo cada salida un flotador propio como en la figura 3.

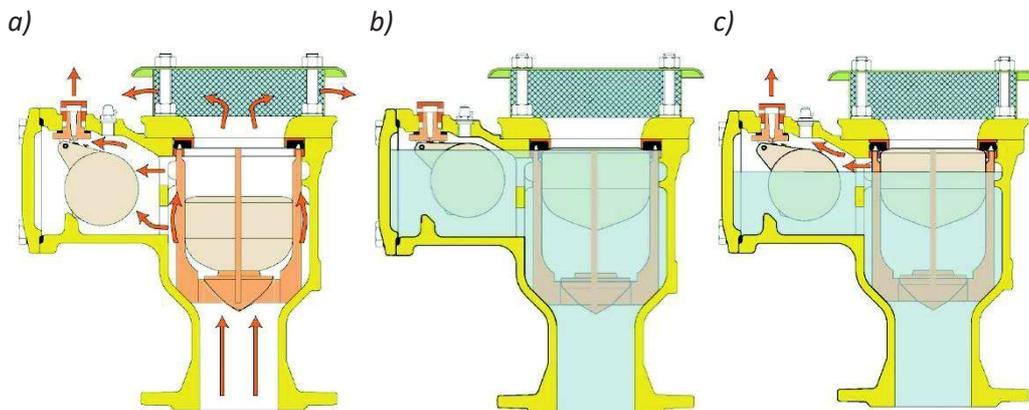


Figura 3. Ventosa trifuncional.[20].

a) Válvula abierta. b) Válvula cerrada. c) Purga del aire (Válvula cerrada)

Se puede observar en la figura anterior el funcionamiento de una ventosa de tipo trifuncional. Faltaría en todo caso representar la admisión que sería como en la imagen 3a pero con el caudal de aire fluyendo en sentido contrario. Por tanto, se observa que, como se ha mencionado, la parte que realiza la purga de pequeñas cantidades de aire también realizaría una pequeña admisión pero despreciable dado su reducido diámetro. Además, se puede observar claramente en la imagen 3c que, durante la expulsión de pequeñas cantidades de aire, el flotador del orificio exterior más grande queda en posición de cerrado mientras que la parte correspondiente a la válvula de alta presión realiza la función de purga.

Estos tipos de válvulas ventosas se suelen colocar en distintos puntos de las instalaciones según el problema que se necesite solucionar en cada uno. Por lo general, las válvulas de baja presión se colocan en zonas que necesiten un mantenimiento frecuente para habilitar su vaciado, además también se colocan cerca de los puntos con más riesgo de rotura para que en caso de emergencia la instalación no sufra más daños. Lo mismo pasa con las válvulas trifuncionales, las cuales se colocan siguiendo el mismo criterio, pero al tratarse de puntos con acumulación de burbujas de aire reemplazan a las de baja presión. En cuanto a los purgadores, estos se suelen situar en puntos de cota elevada en la conducción, que, al estar a menor presión, son zonas de liberación de burbujas, también se sitúan cerca de algunas máquinas hidráulicas que puedan contener aire atrapado, o generar liberación de aire con su funcionamiento como las bombas centrífugas y próximas a algunas válvulas de control de caudal para solucionar posibles problemas de pulso de Joukowski.[10].

Existen muchas razones por las cuales se colocan distintas ventosas en diferentes puntos de la instalación. Fundamentalmente se trata de posicionar las válvulas en los puntos donde se prevea su necesidad para proteger la conducción. Dado que la colocación de las ventosas en las instalaciones no

es objetivo del documento, no se ha profundizado en el tema, pero es importante resaltar la importancia de realizar un buen emplazamiento de las mismas para asegurar la instalación y optimizar su uso.

Como ya se indicaba en el título del documento, las válvulas ventosa con las que se trabaja y que se referenciarán a lo largo del escrito son de diámetro nominal de 80 mm siendo las mismas de baja presión.

## 2.4 Caracterización de las válvulas.

Como se comentó con anterioridad, el funcionamiento de las válvulas ventosas se ve afectado tanto por las características físicas de la válvula, como por el grado de llenado de la instalación y, consecuentemente, presión ejercida en la misma. Esta presión soportada en el interior de la red es la que genera que se produzca admisión si la presión es muy baja o expulsión si es elevada. De esta forma, el caudal de aire que se desplaza en cada momento depende de esa presión dado que cuanto más drástica es esta más caudal es requerido. Por tanto, cuanto mayor sea el diferencial de presiones entre los dos orificios entrada/salida, mayor será el caudal de aire que la válvula admita o expulse de la red. Pero, el comportamiento de estas válvulas no solo depende de las características mencionadas, sino que también depende del fluido de trabajo, en este caso aire, que puede adoptar diferentes características cambiando el funcionamiento de las mismas.

### 2.4.1 Caracterización teórica.

El aire, al ser un gas y por tanto un fluido cuya densidad varía según la temperatura y la presión a la que se encuentre, se considera como compresible. Estos tipos de fluido al añadirle una variable más al problema (la densidad) y, por tanto complejidad a las ecuaciones de resolución (explicadas en profundidad en apartados posteriores) deben ser analizados. Distintos comportamientos conllevan a una mayor simplicidad cuando el flujo es incompresible o compresible pero se puede describir mediante ecuaciones de estado más sencillas. Una de estas ecuaciones que ya se ha definido anteriormente es la ecuación de los gases ideales (ecuación 2) que relaciona la densidad con la presión y la temperatura.

Un flujo compresible, además, puede clasificarse en sónico, subsónico o supersónico. Para esta clasificación se usa el número de Mach representado en la ecuación 13. Este parámetro adimensional muestra la diferencia entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido, de tal forma que para flujos subsónicos ( $Ma < 1$ ) la velocidad no supera la del sonido y para flujos supersónicos ( $Ma > 1$ ) si puede suceder siendo los flujos sónicos aquellos en los que ambas velocidades se mantienen iguales. Para instalaciones cuya sección de paso del flujo se mantiene constante es imposible obtener un número de Mach mayor de 1, es decir, no pueden llegar a obtener una mayor velocidad que la del sonido en ese medio.

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (13)$$

Esta velocidad del sonido  $c$  es la que adoptaría una onda de choque de presión al propagarse por un fluido en estado de reposo o equilibrio.[3]. Con lo cual, para un gas afectado por estas condiciones, la densidad, presión y velocidad iniciales variarían al ser alterado por el impulso. Además al ser este proceso tan rápido y no conllevar una variación brusca de temperatura o presión, el proceso se considera adiabático y reversible, es decir, isentrópico. Por tanto, el coeficiente adiabático del gas se considera a su vez constante. Este parámetro adimensional relación entre calores específicos (ecuación 14), en el caso del aire toma el valor  $n = 1,4$ . Con lo cual, la ecuación de la velocidad del sonido queda como en la ecuación 15.

$$n = \frac{C_p}{C_v} \quad (14)$$

En la ecuación 14,  $C_p$  representa la capacidad calorífica a presión constante y  $C_v$  a volumen constante.

$$c = \left( \frac{n \cdot p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Además, para un gas ideal e isentrópico, la ecuación 16 define su comportamiento:

$$\left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^n = \frac{p_2}{p_1} \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (16)$$

representando los subíndices 1 y 2 dos puntos distintos del fluido a diferente temperatura, presión y densidad.

Para conducciones con área variable, la velocidad del flujo puede alcanzar valores superiores a la del sonido. Por tanto, conociendo las propiedades del fluido comentadas y utilizando ecuaciones de conservación como la cantidad de movimiento o la de continuidad, se pueden obtener ecuaciones características para flujos a través de secciones variables. Dichos flujos circulan de forma suficientemente rápida para mantener la condición de isentrópico, como en el caso de toberas.[3]. Estas ecuaciones se pueden obtener en función de la velocidad del flujo o número de Mach ya que los fluidos se comportan de forma distinta dependiendo de si el flujo es supersónico o subsónico.

De esta forma, para flujo subsónico, se obtienen las ecuaciones de caracterización de las ventosas. Estas fórmulas, representan tanto para la admisión como para la expulsión, curvas teóricas que relacionan la presión de trabajo con el caudal de fluido.

Para la admisión, por tanto, se dispone de la ecuación 17, con la cual se puede calcular el caudal nominal en función de un coeficiente de admisión característico de la válvula  $k_{adm}$ , la presión atmosférica absoluta cuyo valor es  $p_{atm}^* = 101325 Pa = 1,013 bar$ , la densidad del aire en condiciones atmosféricas  $\rho_{atm}$  y de la presión absoluta del punto en contacto con la instalación  $p_d^*$ .

$$G_N = k_{adm} \cdot \sqrt{7 \cdot p_{atm}^* \cdot \rho_{atm} \cdot \left[ \left( \frac{p_d^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,4286} - \left( \frac{p_d^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,7147} \right]} \quad (17)$$

Esta ecuación solo es válida para depresiones máximas de 0,5 bar ya que para depresiones mayores el flujo deja de ser subsónico y con ello su comportamiento cambia. Si la diferencia de presiones fuera

más grande (menor presión en la conducción) el caudal se mantendría constante dado que la válvula no sería capaz de admitir más aire.

Para la expulsión en cambio, obtenemos la ecuación 18, que, aparte de tener un coeficiente propio y distinto a la anterior, deja de depender de la presión atmosférica y, en su lugar, depende de la presión absoluta del punto en contacto con la instalación.

$$G_N = k_{exp} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot p_t^*} \quad (18)$$

En este caso, la ecuación es válida para sobrepresiones máximas de 0,9 *bar* ya que, si aumentara la presión en la tubería, el flujo dejaría de ser subsónico y por lo tanto el caudal expulsado de aire se mantendría constante con lo cual la ecuación ya no representaría de forma correcta el comportamiento de la válvula.

El problema que conlleva el uso de las ecuaciones 17 y 18 es que los coeficientes característicos  $k_{adm}$  y  $k_{exp}$  solo se pueden obtener experimentalmente. Por lo tanto, hace falta conocer como mínimo un punto de trabajo de cada fase para poder obtener el resto mediante las ecuaciones.

#### *2.4.2 Caracterización.*

Para una válvula de cierto diámetro nominal  $D_N$ , siguiendo las ecuaciones características teóricas 17 y 18, los fabricantes proporcionan unas graficas que relacionan el caudal que se desplaza por dicha válvula para cada presión manométrica generada en la instalación. Pero, el valor del caudal calculado no depende solo de dicho diámetro de la ventosa. Como se ha comentado anteriormente, este caudal también varía en función de un coeficiente que se obtiene experimentalmente y depende de otros valores físicos de la válvula. En la figura 4 se puede observar un ejemplo de este hecho, ya que se representan las curvas características de aspiración para diferentes ventosas con un mismo diámetro nominal.

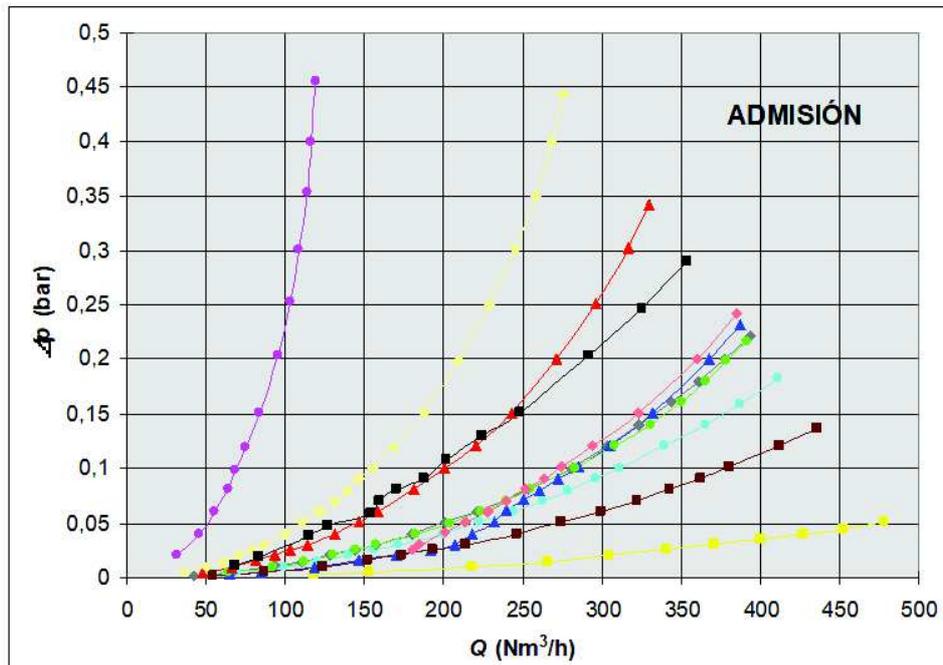


Figura 4. Curva característica de ventosas con el mismo diámetro nominal.[1].

El problema viene cuando se comparan estas gráficas proporcionadas por el fabricante con las curvas características reales dado que se observa que estas contienen un error muy elevado respecto al comportamiento real. Dado el trabajo tan importante que realizan las ventosas en una instalación, elegir la que se comporte de manera adecuada es una tarea primordial e imposible basándose solo en estas gráficas. Si una instalación con una pequeña fisura no se vaciara a tiempo, por ejemplo, podría provocar roturas mayores. Otro ejemplo sería si se vaciara una red para un mantenimiento y la válvula no fuera capaz de proporcionar un caudal suficiente para reducir la presión en las tuberías evitando el colapso total de la instalación. En la figura 5 se puede observar la diferencia entre la curva teórica proporcionada por el fabricante y la real del comportamiento de la válvula.

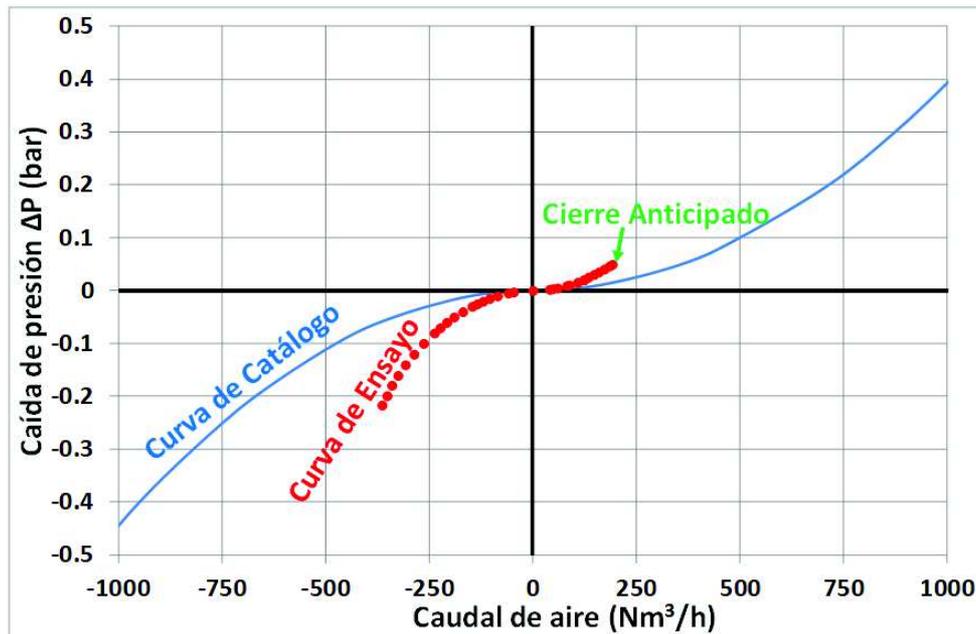


Figura 5. Curva característica del catálogo frente al ensayo.[1].

Una de las razones por las que se genera error entre ambas curvas, es que en las teóricas no se tiene en cuenta el cierre anticipado o dinámico producido por la fuerza de arrastre o sustentación que provoca el caudal del aire en el flotador como se puede observar en la gráfica de la figura 5. Además, también incluyen el error de las fuerzas viscosas que no se tienen en cuenta y, por tanto, para abrir la válvula a la admisión en la realidad el diferencial de presiones debe ser mayor que el considerado teóricamente ya que estas fuerzas viscosas generan una resistencia a la apertura.

En España, con el objetivo de hacer posible la obtención de unas curvas más fiables, se sigue la norma UNE-EN 1074.[21]. Pero, ha pesar de que se puso en vigencia a partir del 2001, no resuelve el problema dadas unas deficiencias que contiene.

En primer lugar, esta norma recoge las metodologías válidas para realizar los ensayos de las válvulas ventosas de diámetros nominales de hasta 100 mm. Pero estas metodologías contienen errores al realizarse para la fase de admisión, como se comentará en el próximo capítulo. Además, esta norma define el error máximo válido entre el caudal teórico proporcionado por el fabricante y el caudal real de la válvula para una misma presión en un máximo de 10%.[3].

#### 2.4.3 Caracterización experimental.

Dado que las curvas facilitadas no son fiables, para la correcta caracterización de las válvulas ventosas se deben realizar ensayos de laboratorio con los que se obtengan las curvas reales de cada una. Esta no es una solución muy eficiente dado que para un mismo diámetro nominal existen distintas válvulas ventosas con diferentes características físicas y mecanismos de cierre. Esta es la razón por la cual, en adición a los ensayos, se están estudiando otras metodologías distintas como la caracterización de

válvulas mediante la teoría de la semejanza hidrodinámica [13]. Otra metodología que se está estudiando para implementar en la caracterización de este tipo de máquinas hidráulicas es el cálculo computacional, que es la empleada en la realización de este estudio y que se comentará en detalle en los siguientes apartados.

Estos ensayos de laboratorio, como se comentó, están definidos en la norma y se realizan de forma distinta según el estudio que se requiera. Para la expulsión, por ejemplo, estos ensayos se realizan colocando un dispositivo que genera la presión con la que se trabajaría en la tubería real. De tal forma que se simula el comportamiento real de la ventosa cuando la red sufre una cierta sobrepresión en el punto en el que está instalada. El esquema de la figura 6 es bastante explicativo de la manera en la que se realiza este ensayo.

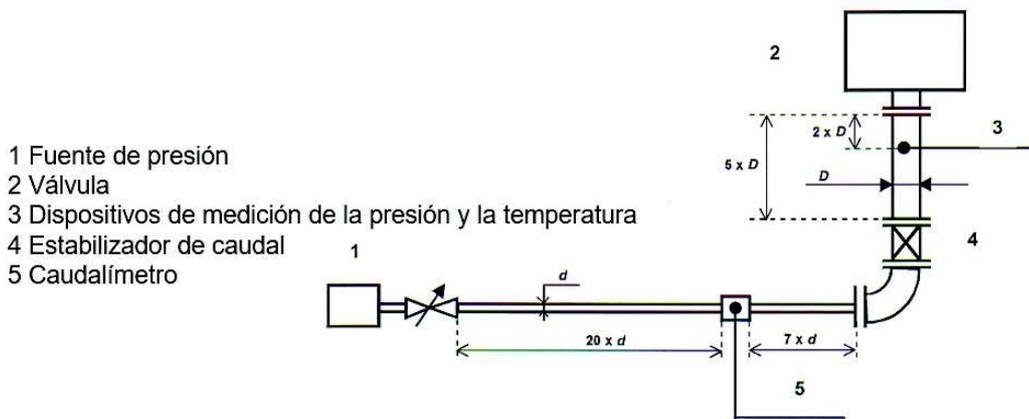


Figura 6. Metodología del ensayo para la expulsión.[1].

Para la admisión en cambio, al tener que simular una presión negativa, estos ensayos se complican y existen tres metodologías distintas definidas por la norma.

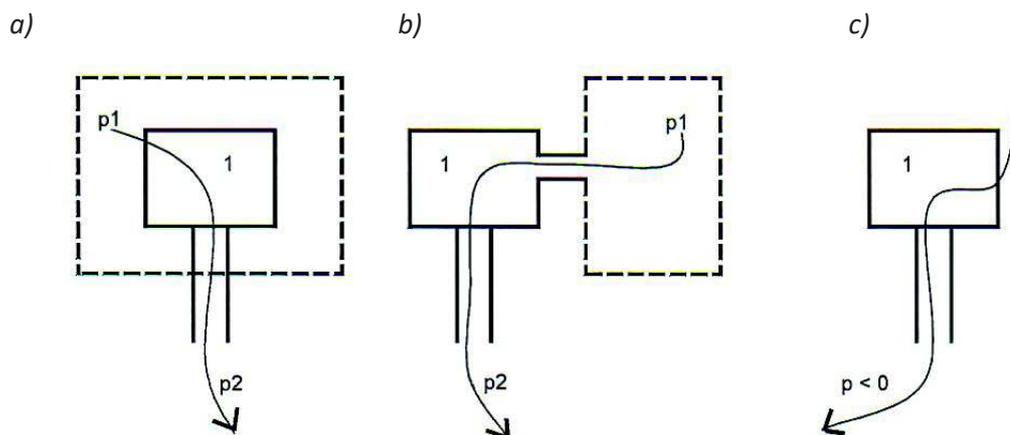


Figura 7. Metodologías del ensayo para la admisión.[1].

a) Método A. b) Método B. c) Método C.

El método A (figura 7a), consiste en generar una presión mayor que la atmosférica en la parte exterior de la válvula para que el diferencial de presiones sea negativo (menor presión en la parte de la tubería que en la exterior). El método B (figura 7b) en cambio consiste en colocar un depósito de aire conectado al orificio exterior con la suficiente potencia como para generar el paso del caudal que se necesite por la válvula durante el tiempo necesario para realizar una medida correcta de los resultados. El método C (figura 7c) es el más cercano a la realidad ya que consiste en generar la depresión en la tubería.[14].

Todas estas metodologías conllevan un coste experimental muy elevado, ya que se requiere mucha potencia para realizar los ensayos y unas instalaciones con equipos costosos y que, dado que son específicos, no pueden realizarse en cualquier laboratorio. Uno de estos complejos en los que se pueden realizar es el laboratorio de ventosas de Bermad en Israel. Además, la norma define que hay que realizar por lo menos el ensayo de dos puntos de la curva que sean significativos, es decir que realicen las funciones específicas de la misma. Por ejemplo, si la ventosa de ensayo fuera bifuncional o de baja presión habría que realizar al menos dos ensayos que realizaran la función de admisión y expulsión. De ahí que el desarrollo de otros métodos de obtención de las curvas reales tenga tanto interés, dado que como se puede observar en la figura 8 los resultados obtenidos mediante estas metodologías no distan demasiado de los resultados experimentales.

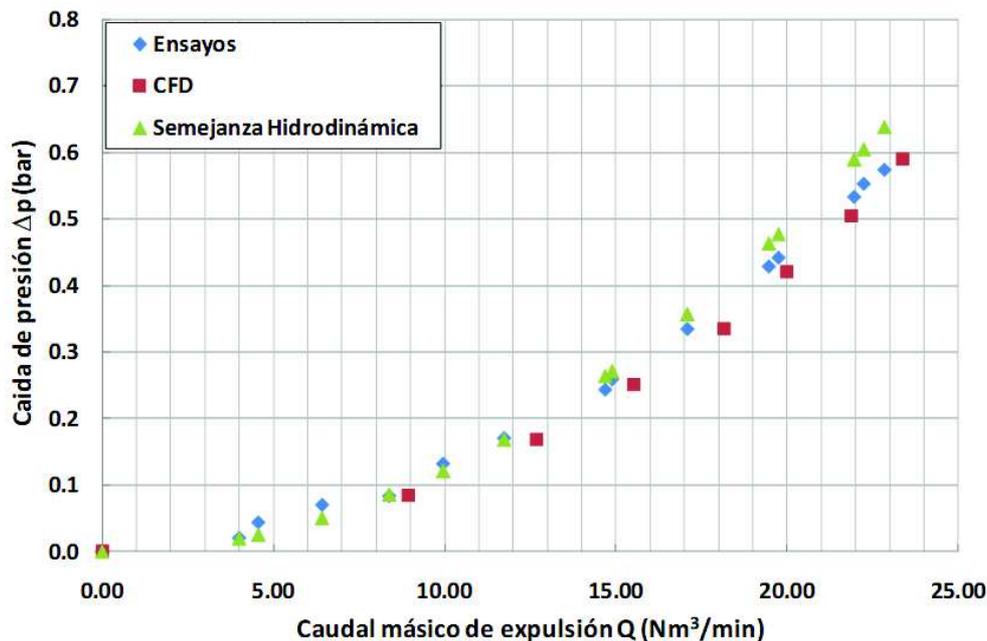
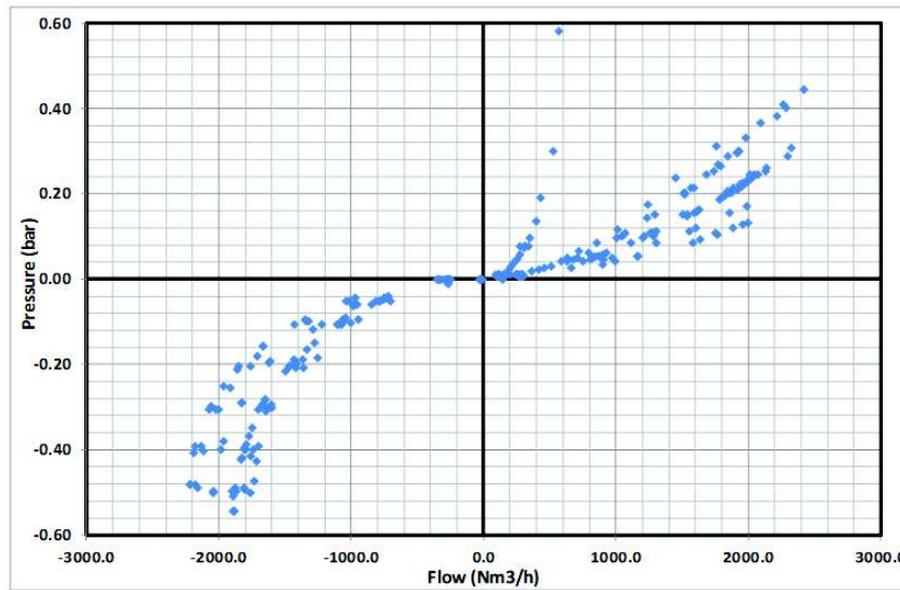


Figura 8. Datos obtenidos mediante diferentes metodologías.[1].

Se puede observar en la gráfica anterior, que los puntos calculados mediante CFD de una ventosa siguen un comportamiento similar al de los puntos de trabajo ensayados en laboratorio. Además, esta misma tendencia también es apreciable en el caso de los puntos obtenidos mediante semejanza hidrodinámica.[13]. Si se calculara el error de la diferencia de caudal obtenida para una misma presión

se obtendría menos de un 10% para los puntos calculados por CFD, con lo cual se considerarían como resultados correctos.

Este documento se centra en el análisis de válvulas ventosas con diferentes mecanismos de cierre mediante CFD. En la figura 9 se pueden observar datos obtenidos mediante distintos métodos de cierre de una válvula, y se puede apreciar que existen diferencias al cambiar de mecanismos.



*Figura 9. Datos obtenidos con diferentes mecanismos de cierre.[1].*

### 3. Introducción a la dinámica computacional de fluidos.

Desde los primeros tiempos la necesidad del agua ha llevado a la humanidad a estudiar su funcionamiento. Su distribución, no solo para el consumo, pero para el riego en la agricultura y su uso para la higiene personal era una de las motivaciones que llevo al desarrollo de las primeras construcciones de las sociedades antiguas. De esta forma, hoy en día nos quedan como antecedentes edificaciones como los acueductos romanos, los baños griegos, las presas y diques egipcios o las acequias árabes. Este estudio impulsado por el agua dada su necesidad se fue ampliando también a otros fluidos y, con el tiempo, numerosos investigadores, físicos y matemáticos han dedicado su tiempo a la composición de ecuaciones que representen el comportamiento de los fluidos, así como a la creación de máquinas que ayuden a su manejo y distribución.[5].

La mecánica de fluidos como se la conoce hoy nace con la formulación de la teoría de la capa límite de Prandtl que provocó la unión de las dos ramas, hasta el momento separadas, del estudio de los fluidos, la hidráulica con un enfoque más práctico, y la hidrodinámica con un enfoque más teórico. Esta teoría resolvía, además, uno de los ejemplos más claros de la diferencia existente entre ambas ramas, la paradoja de d'Alambert, que demostraba de forma teórica un fenómeno que ocurría de forma distinta en la práctica, que un objeto esférico no era desplazado por una corriente de aire, algo que como es bien sabido en la realidad sí que ocurre.[5].

La formulación de esta teoría impulsó también el estudio y desarrollo de flujos compresibles como el aire, generando grandes avances en las ramas de aviación y aerodinámica, ya que ahora se entendía la influencia que podía tener la viscosidad del aire en las zonas más próximas del objeto de estudio y hacer que fueran favorables en función de lo que se requiriera.

El siguiente impulso que tuvo la mecánica de fluidos fue la creación de los ordenadores y, con ello, el cálculo computacional, ya que generó que fuera posible la resolución de ecuaciones de gran complejidad y muy trabajosas de realizar de forma manual, además de casi imposibles de resolver sin error. Este desarrollo del cálculo computacional provocó un gran avance en las construcciones hidráulicas, así como en la industria aerodinámica.[4].

Por tanto, se podría resumir que el interés en el desarrollo de la dinámica computacional de fluidos surge de la necesidad de cálculo de flujos muy complejos con ecuaciones con derivadas parciales no lineales.

#### 3.1 Bases del desarrollo de los CFD.

La dinámica computacional de fluidos o CFD ("Computational Fluid Dynamics") se desarrolló con la creación y mejora de los primeros ordenadores y los avances en métodos de resolución matemáticos.

Este tipo de cálculo usa las ecuaciones características de la dinámica diferencial de fluidos para resolver problemas de flujos complejos o con una necesidad de detalle elevada.

Algunas de las definiciones que se usan al hablar de los CFD son *“la obtención de las soluciones computacionales de diferentes ecuaciones diferenciales tales como las ecuaciones de Navier-Stokes, que describen el movimiento de un fluido”*, *“simulación y predicción del flujo de fluidos utilizando computadores”* o *“modelación por computador del comportamiento de un fluido”*, siendo todas ellas igualmente válidas.[4]. Además, gracias a su desarrollo, ahora es posible modelar y predecir el comportamiento de un fluido obteniendo resultados más visuales tales como gráficas, imágenes e incluso videos.

Gracias a la aparición de este tipo de análisis, ciertas partes de la mecánica de fluidos experimentaron grandes avances, siendo una de las ramas más favorecidas por este desarrollo la aerodinámica. Por tanto, las dos características más claras del desarrollo de los CFD son el tipo de flujos que impulsaron su necesidad y las ecuaciones que generaban que fuera complicado o incluso imposible la resolución mediante otras vías de cálculo.

Existen en el mercado diferentes softwares para el análisis de problemas mediante CFD, siendo uno de los más utilizados y el empleado para la realización de este proyecto el Ansys Fluent.[22]. Pero en definitiva, la gran mayoría de los programas tienen las mismas bases de cálculo y necesitan de las mismas etapas para la resolución de un análisis de un fluido. La razón por la cual se utiliza Ansys Fluent para la realización de este proyecto frente a otros programas es porque es un programa conocido, eficaz y la UPV dispone de una versión de estudiante gratuita, por lo tanto, tiene mayor accesibilidad.

### **3.1.1 Ecuaciones características de la dinámica de fluidos.**

La dinámica de fluidos es la rama que estudia el movimiento de los fluidos y las causas que lo generan. Dentro de esta misma rama de la física, existen dos enfoques distintos, la dinámica diferencial y la dinámica integral.

En el caso de la primera, se necesitan menos datos iniciales, pero es el método más complejo. Con este análisis diferencial es posible hacer un cálculo más detallado del fluido que con el otro método.

En cuanto al enfoque de la dinámica integral, esta necesita más datos de partida pero es más sencilla. Se suelen realizar algunas simplificaciones iniciales al definir las condiciones de contorno del volumen de control sobre el que se trabaja. [5].

Con el desarrollo de los métodos numéricos y, a la larga de los CFD, se impulsaron los cálculos en el área de la dinámica diferencial. Las ecuaciones de esta rama, al contener derivadas parciales no lineales, hasta entonces no habían tenido un gran uso, pero, dada la exactitud de los resultados de estas eran de gran interés. Por ello, la aparición de los CFD generó grandes desarrollos en áreas de innovación y mejora de máquinas hidráulicas, líneas distribuidoras, aviación y aerodinámica sobre todo. [4].

Las ecuaciones características de este enfoque de la dinámica se obtienen de la aplicación de los principios físicos de conservación de la masa, conservación de la energía y el balance de fuerzas. Además, se necesitan de dos ecuaciones adicionales para relacionar algunas de las variables entre sí,

dado que, si no, el equilibrio de ecuaciones (5) y variables (7) no sería correcto. Estas variables, presentes en todo problema son: la densidad, la presión, la temperatura, la energía interna y las tres componentes de la velocidad. Para aumentar el número de ecuaciones e igualarlo al de variables, se utilizan las ecuaciones de estado. De estas, la más común es la de los gases perfectos (ecuación 2) o, en caso de no poder usarse, se suele utilizar otra que relacione igualmente las mismas variables, y una que relacione la energía interna con la presión y la temperatura.[5].

En el caso de fluidos incompresibles, dado que la densidad  $\rho$  es constante, la ecuación de la conservación de la energía pasa a ser meramente informativa del estado térmico [5], sin aportar al resultado mecánico del problema. Por tanto, se usan solo las otras 4 ecuaciones escalares (3 ecuaciones derivadas del balance de fuerzas que trabaja con vectores y una de la conservación de la masa) y las variables mecánicas, presión y velocidad.

### 3.1.1.1 Ecuación de continuidad.

La ecuación de la conservación de la masa o de continuidad se establece siguiendo el principio físico de que la masa no varía dado un espacio o volumen de cálculo. Por tanto, esta ecuación se obtiene igualando la suma de la variación de la masa en dicho volumen y el flujo de masa neto en dicho espacio a cero.

Por ejemplo, si se diera una variación de la masa positiva, es decir que creciera en el volumen de control, eso significaría que se estaría dando un flujo neto de masa negativo. Dado que se calcula realizando caudal másico saliente menos caudal másico entrante esto significaría que habría más masa entrando al sistema que saliendo. Además, esa masa neta que hubiera entrado durante un período de tiempo al volumen de cálculo sería igual al aumento de masa neto dentro de dicho volumen durante ese mismo periodo.[5].

Por lo tanto, la ecuación del balance de masa queda:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (19)$$

En la ecuación anterior (19), el primer sumando representa la variación de la masa en el volumen de control, mientras que el segundo sumando representa el flujo másico neto a través de la superficie exterior del volumen de control.

Dado que el volumen de que disponemos para calcular se mantiene constante, si tenemos un flujo compresible, la masa variará dentro del volumen de control pero si, en cambio, el flujo de cálculo fuera incompresible, la masa dentro del volumen no podría cambiar ya que la densidad sería constante. De esta forma, para un flujo incompresible, el primer término de la ecuación  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  sería nulo y, dado que la densidad es una constante no nula, quedaría que la divergencia del vector velocidad sería cero:

$$\nabla(\vec{V}) = 0 \quad (20)$$

### 3.1.1.2 Ecuación de la conservación de la energía.

La ecuación de la conservación de la energía, como se ha explicado con anterioridad, para flujos incompresibles tiene interés únicamente de adición de información térmica al problema, pero, para flujos compresibles, además, sirve de ayuda para resolver el problema mecánico. Esto se debe a que la diferencia entre ambos flujos es que en uno la densidad es un dato mientras que en el otro esta densidad aporta dificultad al problema al tratarse de una variable. Por lo tanto, al no ser la densidad una variable, se dispondría de 6 variables y 7 ecuaciones con lo cual no todas las ecuaciones serían necesarias para resolver el problema.[5].

Esta ecuación se basa como su nombre indica en el principio físico de la conservación de la energía. La energía ni se crea ni se destruye, sino que se transforma. En todo problema, por mínima que sea esta transformación, existe un intercambio de energía dada la viscosidad del fluido que genera pérdidas de fricción.

$$\rho \cdot \frac{De}{Dt} = -p \cdot \theta + \emptyset + \nabla(k \cdot \nabla(T)) \quad (21)$$

En la ecuación anterior (21) el término de la izquierda representa la variación de la energía total en el volumen de cálculo, mientras que toda la parte de la derecha representa las pérdidas y cantidad de energía utilizada. El primer término de la derecha ( $p \cdot \theta$ ) representa la energía elástica que se usa al comprimir el fluido, el segundo sumando ( $\emptyset$ ), representa las pérdidas de energía por disipación y el tercer término ( $\nabla(k \cdot \nabla(T))$ ) representa la energía térmica que entra y sale del volumen de cálculo por su superficie exterior debido a la conductividad del fluido.

### 3.1.1.3 Balance de fuerzas.

La ecuación del balance de fuerzas, también denominada de Navier Stokes en la dinámica diferencial y de Euler en la integral, se obtiene de la aplicación del principio físico que dice que la suma de las fuerzas actuantes sobre un cierto elemento es igual a la fuerza resultante que genera que ese elemento se mueva:

$$F = masa \cdot aceleración \quad (22)$$

Las fuerzas actuantes en un cierto volumen de control son, generalmente, la presión, la gravedad y las viscosas. No hay que olvidar que, siendo el volumen de control uno fijo, en el caso de un flujo incompresible la masa sobre la que actúan estas fuerzas es constante pero, para flujos compresibles esta masa varia.[5]. Además, al ser la fuerza un vector, esta ecuación de segundo grado se divide en tres escalares.

$$\rho \cdot (\vec{a} - \vec{X}) = -\nabla(p) + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \nabla^2(\vec{V}) + \mu \cdot \Delta \vec{V} \quad (23)$$

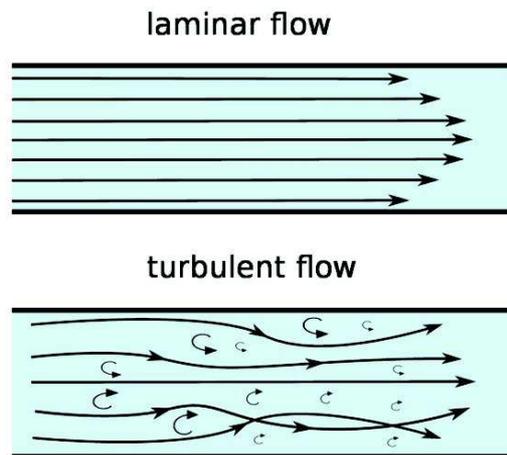
En la ecuación 23 el término de la izquierda representa la fuerza exterior final que experimenta el fluido, siendo  $\vec{X}$  la aceleración exterior ejercida sobre el volumen de control y  $\vec{a}$  la aceleración del fluido. La parte derecha de la ecuación representa, en cambio, las fuerzas interiores experimentadas dentro del volumen de control. El primer sumando ( $\nabla(p)$ ) es el diferencial de presiones, el segundo término ( $\frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \nabla^2(\vec{V})$ ) son las pérdidas por contracción y dilatación en las que interviene la viscosidad del fluido y el tercer sumando ( $\mu \cdot \Delta \vec{V}$ ) son las pérdidas por disipación viscosa.

### 3.1.2 Tipos de régimen de circulación.

Para entender la complejidad de los problemas de fluidos se debe primero conocer la diferencia entre un flujo laminar y uno turbulento.

Se dice que una conducción está en régimen laminar cuando el fluido que circula por ella sigue una trayectoria ordenada y suave, siendo habitualmente paralela a los contornos que delimitan el flujo de dicho fluido.[5]. Es decir, en régimen laminar no existe mezcla de unas capas de fluido con otras. Este tipo de movimiento se da cuando la componente principal de la velocidad de cada partícula predomina notoriamente sobre el resto, constituyendo a su vez esta la velocidad media de dicha partícula.[17]. Por tanto, cuando nos encontramos en este tipo de régimen, la trayectoria que sigue cada partícula se puede predecir de manera bastante acertada.

Por otra parte, se denomina régimen turbulento a un flujo en el cual las partículas siguen trayectorias desordenadas, impredecibles y con habituales remolinos.[17]. Esto se debe a que en el vector velocidad ya no predomina de forma tan clara la componente principal, sino que existen otras componentes denominadas pulsátiles que toman valores considerables, generando que la trayectoria siga recorridos imprevisibles. Estas componentes pulsátiles, son las que representan las direcciones radial y circunferencial de la velocidad.[5]. Estas son debidas a las fuerzas inerciales que se generan en cada partícula cuando la velocidad de la conducción o el caudal toman valores altos. Además, son componentes cuyo valor fluctúa entre medidas positivas y negativas siendo su valor medio nulo, con lo cual, esta media de la velocidad sigue tomando el valor de la componente principal.[5].



*Figura 10. Diferencia régimen laminar y turbulento.[17].*

En la figura 10, se pueden observar los dos tipos de regímenes. Pero, en una conducción no tiene por qué darse siempre un mismo tipo de flujo, y de hecho es más habitual encontrarse con tramos de un tipo y tramos de otro siendo uno de ellos predominante a lo largo de la instalación. Dada esta dualidad, se puede encontrar otro tipo de régimen denominado transitorio, que se define como el paso intermedio entre el laminar y el turbulento.

Para determinar en qué estado se encuentra el flujo del fluido, se observa la relación entre el valor de las fuerzas inerciales, características del régimen turbulento, y las fuerzas viscosas, más características de un régimen de tipo laminar. De esta forma, se realiza el cociente entre ambas fuerzas dando un valor adimensional denominado el número de Reynolds (ecuación 12). Por tanto, dependiendo del valor que adopte este número, podemos determinar en qué tipo de régimen estamos de forma no visual, siendo para régimen laminar  $Re < 2000$ , régimen transitorio  $2000 < Re < 4000$  y régimen turbulento  $Re > 4000$ . [5].

Por tanto, para fluidos poco viscosos como el agua ( $\nu_{agua} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ), es más habitual encontrar casos de régimen turbulento. Por ejemplo, para una conducción con un diámetro interior de 10 mm y una velocidad de flujo de 0,5 m/s (cifras bastante reducidas tanto para el diámetro de una tubería como la velocidad del agua en la conducción) daría  $Re = 5000$ , por tanto estaría en régimen turbulento ( $Re > 4000$ ).

Por otro lado, si se está en una zona de transición, no es posible saber qué régimen es el predominante ya que puede estar en cualquiera de los dos. En estos casos, otros efectos como la rugosidad de la conducción tienen un mayor peso decisivo ya que cuantos más desperfectos haya en la instalación, más pronto se genera el régimen turbulento. Dichos desperfectos pueden ser grietas, oxidación, rugosidad elevada de las tuberías...etc.

Debido a que en zonas de régimen turbulento existen tres componentes extra de la velocidad, las componentes pulsátiles, el equilibrio número de ecuaciones e incógnitas se rompe denominándose dicho contratiempo el problema de cierre. Para resolverlo se deben recurrir a modelos de cálculo que permitan relacionar las nuevas componentes de la velocidad con las existentes en un flujo laminar estándar. Estos modelos que ponen solución al problema son los denominados modelos de turbulencia. [4].

Los CFD por tanto, surgieron en parte por la necesidad de resolución de flujos turbulentos cuyas componentes pulsátiles añadían complejidad al problema, y de algunos problemas difíciles de flujos laminares aunque estos últimos suelen tener en general un menor interés.

### 3.2 Etapas del análisis.

Al analizar un problema mediante cálculo computacional, hay que tener en cuenta que cuanto más parecido sea al modelo real el modelo de cálculo, mejor resultado nos dará la resolución. Dicho esto, siempre se pueden realizar algunas simplificaciones sobre el problema obteniendo igualmente resultados con poco índice de error frente al comportamiento real. Esto último es de gran interés dado que usualmente un análisis más detallado lleva a cálculos más prolongados, y algunos pueden llegar a durar varias horas o incluso días.

Todo análisis mediante CFD está formado por tres etapas diferenciadas cuya importancia está marcada por el resultado conjunto que llegue a dar el problema al realizar una buena o mala definición de cada una de las fases. El orden de este proceso de cálculo es el siguiente: el pre-procesado, el cálculo y el post-procesado.

### 3.2.1 El pre-procesado.

En el pre-procesado de todo análisis, se definen las condiciones del problema. En esta fase se realiza tanto la preparación de la geometría para el cálculo como la imposición de las condiciones de contorno del problema. Se puede dividir esta fase en las cuatro tareas que se deben realizar en ella: modelar la geometría, discretizarla, definir el fluido de cálculo y delimitar las condiciones de contorno.

#### 3.2.1.1 Geometría.

Para empezar, se modela y se delimita la geometría a analizar. Esta geometría, como se explicó anteriormente, debe ser lo más parecida al problema real para dar resultados más exactos y por tanto fiables. Los softwares de análisis de CFD suelen llevar implementado un programa de modelación, pero también es posible importar dicha geometría de otros programas de dibujo externos.

En algunas ocasiones, a pesar de que de cálculos más inexactos, se puede simplificar la geometría de estudio sin que esto repercuta de forma drástica en la solución. Pero, se debe tener siempre en mente que en los puntos de mayor interés o de mayor sensibilidad se debe mantener la realidad física del problema.

Otra condición que se debe tener en cuenta es que cuanto más complicado o más extensa la geometría, mayor tiempo de cálculo se necesitará para llegar a una solución, en general. Por tanto, hay que utilizar tantas simplificaciones como sea posible para ahorrar tiempo y hacer los cálculos de forma más eficiente. Una simplificación que no modifica la solución, reduce el volumen de la geometría y disminuye por tanto el tiempo de cálculo, es utilizar los planos simétricos cuando los haya y realizar, entonces, el estudio de una parte de la geometría.

#### 3.2.1.2 Mallado.

Para resolver cualquier problema de análisis computacional, hace falta discretizar el medio o volumen que se calcule, tanto el fluido de cálculo, como los contornos que puedan representar partes sólidas del problema. Esto es así porque los métodos matemáticos de resolución utilizados en los CFD así lo requieren. Por tanto, hay que pasar cualquier volumen continuo a un volumen o superficie discretizado donde se pueden encontrar varias regiones distintas con variables definidas para cada dominio. A esta discretización del medio se le denomina también malla o mallado.

De esta forma, gracias a esta división del volumen en elementos, las ecuaciones del análisis se resuelven para cada zona o nodo de la malla y, por tanto, cada elemento tiene su propio valor de solución. Estos elementos se suelen hacer lo suficientemente pequeños para que los resultados entre una celda y sus adyacentes no varíen drásticamente, sino que la diferencia se aprecie de forma incremental. De todas formas, si se precisara el valor exacto de una parte del volumen de control entre dos celdas, este se podría obtener realizando la interpolación entre los resultados obtenidos en ambas celdas.

Esta técnica de discretización se realiza para simplificar los cálculos, ya que se pasan todas las variables del problema de continuas a discretas, con lo cual queda un conjunto de ecuaciones con variables

discretas relacionadas entre sí, ya que los dominios son adyacentes, y ,por tanto, estas ecuaciones que inicialmente eran diferenciales pasan, a su vez, a algebraicas.

El mallado comparte junto con la geometría un papel importante en la determinación de la relación resultados-tiempo, ya que cuanto más detallada es la malla, más fiable es el resultado obtenido pero más tiempo lleva la resolución del problema. Un mejor mallado implica en general un mayor número de variables discretas y por tanto de ecuaciones y cálculos.

También es importante destacar, que se suele realizar el mallado por partes en algunos problemas. Se realiza una discretización menos profunda en lugares de poco interés o alejados de la capa límite en cuestión o que no afecten demasiado al cálculo, y mallados en profundidad en zonas deterministas que exigen un grado de detalle mucho mayor.

Por lo tanto, el estudio de la calidad de la malla es un punto de gran importancia en cualquier problema de cálculo computacional. Parámetros como el tamaño, forma o las diferentes localizaciones de la misma se deben de tener en cuenta a la hora de elegir la discretización más adecuada. Algunas variables que determinan esta calidad son:

- Skewness, este parámetro adimensional se usa para medir la asimetría de la malla. Para cuantificar este valor, se observa la diferencia entre el equiángulo, que es el que tendría la celda si todos los ángulos de la forma geométrica de la malla fueran iguales, y el valor real de los ángulos obtenidos en el mallado.[3]. Por tanto, queda la ecuación siguiente en la cual los ángulos están representados en grados:

$$Skewness = \max \left[ \frac{\theta_{m\acute{a}x} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{m\acute{i}n}}{\theta_e} \right] \quad (24)$$

En la ecuación 24,  $\theta_e$  es el equiángulo que en el caso de mallas tetraédricas (3D) o triangulares (2D), por ejemplo, toma el valor de  $60^\circ$  que correspondería con el valor del ángulo de un triángulo equilátero. Por otra parte,  $\theta_{m\acute{a}x}$  y  $\theta_{m\acute{i}n}$  representan los ángulos máximo y mínimo que toman en la realidad las celdas de la malla. Por lo tanto, al realizar esta ecuación, se observa cuan imperfecta puede llegar a ser su geometría, lo cual podría llegar a afectar a la solución. A pesar de que cuanto menor sea el valor del Skewness mejor será la malla, los problemas asociados a este parámetro se vuelven notables a partir de valores de 0,98, valor con el cual la malla se considera ya demasiado asimétrica.

- Smoothness, que se usa para determinar si existe una progresividad adecuada a lo largo de la malla. Se trata de determinar la diferencia entre el tamaño de una celda y sus respectivas celdas vecinas.[3]. Se puede calcular de la siguiente forma:

$$Smoothness = \frac{|D_1 - D_2|}{\max[D_1, D_2]} \quad (25)$$

donde  $D_1$  es la distancia entre los dos vértices o puntos más alejados de la celda 1 y  $D_2$  es la distancia entre los dos vértices o puntos más alejados de la celda 2, y siendo ambos elementos adyacentes. Este cálculo se debe hacer entre todas las celdas vecinas para comprobar esa progresión a lo largo de toda la malla. Una buena calidad de la discretización sería para  $Smoothness \leq 0,2$  durante todo el mallado.

- Aspect ratio, este parámetro mide al igual que el de skewness, la asimetría de las celdas, pero, en lugar de una aproximación por el valor de los ángulos, usa las longitudes de las figuras geométricas que la forman.[3].

$$\text{Aspect ratio} = \frac{\text{long}_{\text{máx}}}{\text{long}_{\text{mín}}} \quad (26)$$

El valor ideal de este parámetro es 1 que representa la mayor igualdad, es decir que el lado más grande y el más pequeño de la geometría de la celda, son iguales, y por tanto, todos los demás lados también lo son. Esto se puede ver representado en la ecuación 26, ya que se obtiene el valor de esta variable mediante la relación entre ambos. Por tanto, y siendo el valor más pequeño de dicha relación mostrada 1, cuanto mayor sea el aspect ratio mayor diferencia de longitudes habrá y peor será la calidad del mallado.

Se puede comparar este valor con el de skewness por que, dada una geometría cualquiera, la longitud de sus lados y sus ángulos están relacionados. Por tanto, usando el ejemplo de la malla tetraédrica (3D) o triangular (2D), un aspect ratio ideal significaría que tendríamos un triángulo equilátero que, como se comentó para el parámetro de skewness, significaría también una total simetría ya que todos sus ángulos serían iguales, es decir, equiángulos.

- Calidad ortogonal, tomando este parámetro valores entre 0 y 1, mide la diferencia entre el vector ortogonal a cada cara o lado de la geometría de la malla desde el centroide de la celda, y el vector entre centroides de mallas vecinas o adyacentes.[3]. Cuanto mayor sea la diferencia entre ambos vectores peor será la malla, por lo que para valores cercanos a 0 la calidad de la misma será inferior.

$$\text{Calidad ortogonal} = \vec{v}_1 \cdot \vec{v}_2 = \cos(\theta_{1-2}) \quad (27)$$

En la ecuación 27 se puede observar que, dado que el producto escalar de dos vectores es igual al producto de sus módulos por el coseno del ángulo entre los dos, y en este caso ambos vectores son unitarios, la calidad ortogonal de la malla se puede obtener mediante una relación de ángulos.

Generar una malla de una calidad adecuada además de un detalle apropiado en las zonas que se requiera es de gran importancia como ya se ha comentado, y, por tanto, siempre se debe dedicar un tiempo al análisis del mallado antes de comenzar con el resto del proceso de cálculo.

Además, se debe encontrar un equilibrio entre número o tamaño de celdas y tiempo de cálculo que genere buenos resultados pero permita reducir el coste computacional. Es importante comentar que para el análisis objetivo del proyecto se puede disponer de un mallado compuesto como máximo de 512.000 celdas (máximo número posible en la versión académica), con lo cual se deberá tener en cuenta esta restricción al realizar el estudio del mallado.

### 3.2.1.3 Fluido.

Antes de realizar el cálculo del problema mediante CFD es necesario definir la realidad física de cada parte de la geometría. Al tratarse de problemas de fluidos, se debe escoger el fluido o fluidos que intervienen. Un problema puede ser tanto un flujo monofásico, como un flujo bifásico o una mezcla.

Es importante, por tanto, definir de qué fluidos se trata y, para ello, Ansys fluent dispone de una extensa librería con los datos de varios fluidos tanto compresibles como incompresibles, aunque también es posible añadir un fluido que no esté definido en los datos internos del programa.

También es posible definir los materiales sólidos presentes en el problema. Esto en algunos casos puede no tener mucha importancia, pero es igualmente una parte interesante del cálculo, ya que en ocasiones algunos sólidos pueden estar presentes y en todo análisis existen superficies no fluidas que marcan los contornos del problema.

Otra parte que es importante delimitar son las propiedades de los fluidos escogidos ya que estos datos contribuirán como valores en las ecuaciones de cálculo y podrían cambiar totalmente el resultado del cálculo en caso de elegirse de forma errónea. Además, en fluidos compresibles también resulta bastante importante pues supone la elección de las ecuaciones complementarias que relacionan algunas de las magnitudes del fluido.

#### 3.2.1.4 Condiciones de contorno.

Por último, el cálculo del problema no se puede comenzar sin antes definir las condiciones de contorno. En Ansys fluent existen gran cantidad de condiciones que se pueden implementar siendo diez de ellas para definir zonas de paso de flujo. Las condiciones que se usaron a lo largo de este proyecto y que por tanto tienen interés para el desarrollo del documento son:

- Mass flow inlet, que se trata de una condición de flujo de entrada. Si el fluido es compresible, se delimita un caudal másico de entrada, pero si el fluido es incompresible, dado que la densidad sería constante, al imponer la condición de mass flow inlet, solo define que aquel contorno donde se define es una zona de entrada del flujo sin necesidad de imponer un valor de este ya que por las condiciones previas geométricas y del fluido ya estaría definido este caudal.
- Mass flow outlet, dada la definición de la anterior condición mass flow inlet, esta es su complementaria, es decir, la misma pero imponiendo en este caso el flujo de salida. Esto no quiere decir que ambas condiciones se deban usar si se impone una de ellas, de hecho esto no es recomendable. Pueden usarse ambas o solo una de las dos, pero siempre que sea físicamente posible, es decir usándolas para superficies distintas del contorno (dado que cada una solo puede estar definida por una única condición) y cuidando de que los datos introducidos tengan sentido.
- Pressure inlet, se utiliza para delimitar la presión en el punto de entrada del flujo, es decir sirve a la vez para definir una superficie como entrada de caudal y para marcar el valor de presión en ella.
- Pressure outlet, que como en el caso de mass flow inlet y outlet, complementa a su vez a la condición de pressure outlet.
- Wall, se usa cuando la superficie a delimitar es un sólido y, por tanto no fluye caudal por ella. Se pueden imponer algunas condiciones sobre el sólido o pared, como por ejemplo si tiene una velocidad relativa con respecto al fluido se puede definir como una pared en movimiento.
- Symmetry, que simplemente fija la superficie como un eje o plano simétrico, con lo cual el problema lo tiene en cuenta como tal. Gracias a esta condición podemos realizar cálculos de un tiempo más reducido al aprovechar las ventajas de una geometría simétrica.

También cabe mencionar, que Ansys fluent impone algunas otras condiciones del problema al realizar el análisis geométrico y la generación del mallado, como por ejemplo “Interior” que define en este caso un volumen o superficie como parte del fluido dentro del volumen de control y que no forma parte del contorno. Además, este programa también impone la condición de “Wall” en todo el contorno por defecto.

Es necesario precisar las condiciones de la superficie exterior o contorno en el caso de análisis de geometrías en tres dimensiones, y de las condiciones del contorno formado por líneas en el caso de análisis de problemas en dos dimensiones. Si las condiciones impuestas son erróneas, el problema puede cambiar drásticamente dado que al introducir los datos del dominio se cierran las ecuaciones del cálculo.

### 3.2.2 El cálculo.

En esta etapa de la resolución de los CFD, se deben elegir los métodos matemáticos de cálculo con los que se resolverá el problema. Como cometamos anteriormente, al realizar la discretización o mallado, las ecuaciones pasan a ser algebraicas y queda un sistema de ecuaciones lineal definido para cada celda.

El cálculo, se realiza mediante el paquete solver que actualmente tiene dos métodos diferenciados de resolución, el basado en la densidad y el basado en la presión. Aunque se pueden usar ambos para resolver problemas de todo tipo, de normal el método basado en la presión se usa para fluidos incompresibles o velocidades bajas y el método basado en densidad se usa para problemas de flujos compresibles a velocidades en general más elevadas.[15].

En cualquier caso, en ambos métodos se usa la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento para obtener los valores de la velocidad. Para otras variables como la presión o la temperatura las dos ramas usan ecuaciones diferentes.[3].

En el caso del método basado en la presión, la densidad suele ser constante y por tanto no hace falta calcularla y la presión se calcula a partir de la ecuación anterior (usada para calcular la velocidad) y la ecuación de la continuidad o conservación de la masa.

Por otro lado, en el caso del método basado en la densidad, la densidad del fluido no es constante y por tanto hace falta calcularla. Para obtenerla se usa la ecuación de continuidad y la ecuación de estado que, a su vez, también se utiliza para obtener el valor de la presión. Además, en el caso de realizar cálculos mediante este método, se debe elegir también entre dos formas de resolución, la implícita y la explícita. La forma implícita utiliza tanto los datos conocidos como los desconocidos de las celdas adyacentes para formar sistemas de ecuaciones de resolución de la variable de cálculo. Por otro lado, el método explícito solo utiliza valores conocidos de otras celdas para formar las ecuaciones, y, por tanto, no se relacionan un sistema de fórmulas entre sí.[15].

Al resolver un problema mediante CFD, usando la metodología que sea de cálculo, las variables con las que se calcula se van actualizando y las propiedades se van cambiando hasta que la resolución del

sistema de ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento, turbulencia y energía convergen. Al pequeño error de solución que define si los valores de cálculo han convergido y son correctos se le llama valor residual o residuos.

Además de estos dos métodos, luego fluent tiene una gran variedad de ecuaciones para cerrar el sistema. Estas incluyen la ecuación de la energía para casos en los que la misma intervenga, modelos de turbulencia para cerrar el problema del flujo y modelos para el cálculo de mezclas.

A continuación, se comentan algunos de estos modelos de turbulencia que tienen cierta relevancia para el análisis del problema.

- El modelo  $k - \varepsilon$  estándar: Este modelo es muy útil para calcular flujos turbulentos. Se basa en la consideración de que las fuerzas viscosas son despreciables, el número de Reynolds muy elevado, y por tanto el flujo es totalmente turbulento. Es en general muy utilizado dado que permite obtener resultados muy fiables, pero, a veces genera errores cuando se trata de problemas con un diferencial de presiones negativo.[3]
- El modelo  $k - \varepsilon$  realizable: En este caso, el modelo usa una ecuación para la viscosidad del fluido y no la desprecia como el anterior. Podría decirse que da resultados más exactos para flujos más complejos que el modelo estándar, ya que no considera directamente todo el flujo como puramente turbulento.[3].
- El modelo  $k - \omega$  estándar: Este método está basado en otro modelo pero modificado para que las ecuaciones de cálculo que utiliza funcionen bien para flujos laminares, es decir con un número de Reynolds muy bajo.[3].
- El modelo  $k - \omega$  SST: Este método se obtiene de la mezcla del  $k - \varepsilon$  estándar y el  $k - \omega$  estándar. Utiliza las ecuaciones del modelo anterior para zonas donde la viscosidad juega un papel importante como superficies en contacto con paredes o sólidos y las ecuaciones del primer método para zonas libres sin tensiones cortantes donde la viscosidad del fluido no es de importancia para el cálculo. De esta forma, con este método se obtienen resultados de una buena calidad para flujos complicados como por ejemplo de fluidos compresibles.[3].

Al utilizar el método basado en densidad, además, existen dos caminos entre los que elegir para la resolución del flujo, el método Roe-FDS y el método AUSM. El primero es el método que se usa por defecto y es el que se suele recomendar. El método AUSM en cambio, se suele utilizar cuando se requiere una solución más exacta dado que funciona mejor ante fenómenos de contacto y de choque.[3].

Además, también se deben elegir algunos modelos de cálculo que pueden ser de primer o segundo orden. En general, cuando se trabaja con modelos de primer orden la precisión del resultado es un poco inferior a la de los obtenidos con segundo orden. Esto se debe a que cuando se hace uso de los de primer orden, se asume que el valor medio de la variable en una celda es el mismo que el valor que tiene esa magnitud en el centro de dicho elemento de malla. En cambio, cuando se trabaja con precisiones de segundo orden, este valor medio de la celda no se asume sino que se obtiene para cada elemento mediante aproximaciones, lo cual genera que al trabajar con este tipo de modelos se obtengan resultados más exactos que con los de primer orden.[3].

### 3.2.3 El post-procesado.

En esta etapa es cuando se obtienen y comprueban los resultados. Hay que asegurarse de que la solución tiene sentido físico y se acerca a los resultados reales. Por lo tanto, hay que realizar una buena interpretación de los resultados y, para tal fin, Ansys fluent dispone de gran variedad de herramientas.

Además de la obtención de distintos datos en la zona del contorno que se desee, también se puede representar sobre la geometría las fuerzas, el caudal, la presión... etc. También se pueden obtener mapas de contorno y vectoriales, informes, gráficos, estadísticas e incluso simulaciones en video del comportamiento del fluido.

Una de las grandes ventajas del desarrollo del cálculo computacional es justamente que todos los softwares desarrollados permiten la obtención de resultados muy visuales, pero no hay que olvidar que una mala interpretación de los mismos puede conducir a conclusiones erróneas.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## 4. Análisis conceptual del problema 2D.

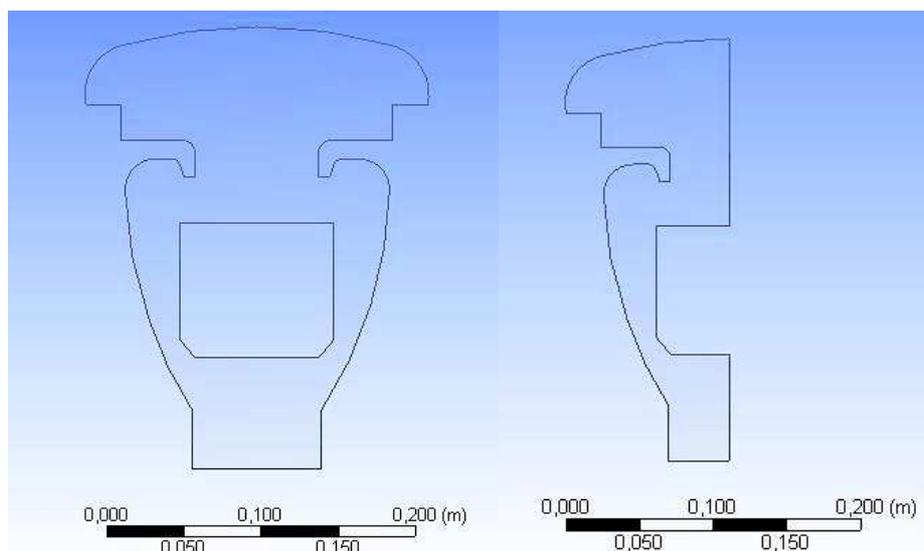
El primer paso antes de comenzar con la resolución de las válvulas de estudio es definir cuáles serán las condiciones de cálculo. Para ello, se realiza un análisis inicial con una válvula de prueba en 2D, dado que al no tener volumen esta geometría, el tiempo de cálculo se reduce notoriamente.

Con este análisis se pretende estudiar cuales serán los modelos de cálculo a elegir y las condiciones de contorno a utilizar. Este estudio se realiza con un modelo 2D dado que, al ser mucho más sencillo que en el caso tridimensional, la carga computacional de cada cálculo es muy reducida. Además, la razón por la cual se utiliza esta geometría es porque no solo es un modelo sencillo, sino que también muestra la realidad física del problema objetivo del documento.

Por tanto, este análisis conceptual, no solo debería proporcionar una metodología a seguir, sino que los datos deben dar del rango de los resultados reales del problema 3D. Esto no significa que el modelo 2D pueda sustituir al tridimensional para calcular las gráficas características, ya que los resultados variarían de forma notoria.

### 4.1 Geometría y Mallado.

Se elige para el análisis conceptual la válvula de método de cierre tipo seta (plano 1), dado que de las tres es la única que dispone de dos planos de simetría. De esta forma, se define uno de los planos como el plano de geometría (figura 11 seta de la izquierda) y se usa el otro eje como eje simétrico de flujo del fluido, quedando por tanto como en la figura 11 la válvula de la derecha.

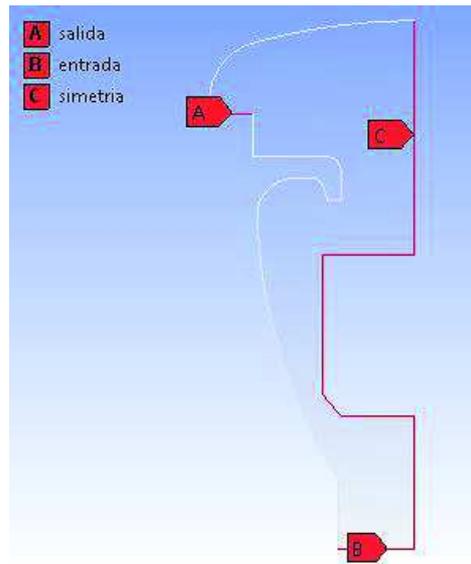


*Figura 11. Geometría de la válvula seta 2D.*

Una vez definida la geometría, se pasa a realizar el mallado o discretización de la misma. Dado que el objetivo final de este análisis conceptual es estudiar que métodos de cálculo se ajustan al problema

no es necesario hacer un estudio previo del mallado ya que la calidad de la solución, es decir, que tenga un mayor o menor error, no es de importancia en esta parte. Ya que los cálculos en 2D reducen considerablemente el tiempo de cálculo, se ha optado por realizar un mallado de tamaño de 1 mm, que genera unas 16 476 celdas.

Además, antes de continuar con el análisis del problema, se definieron los contornos de la superficie exterior que guardaban condiciones especiales (diferentes de la condición “wall” considerada por defecto). Estas aristas especiales se pueden observar en la figura 12.



*Figura 12. Contornos especiales de la válvula seta 2D.*

De esta forma, al realizar análisis posteriores a estas aristas o contornos se les debía definir por sus condiciones especiales que tienen gran peso en el cálculo del problema.

## 4.2 Metodología de cálculo.

Dado que para el cálculo de distintos puntos de trabajo se deben presentar diferenciales de presión negativos, se eligió el método de cálculo basado en la densidad ya que para casos de estas características representa una resolución más acertada que el basado en presión. Esto se debe a que el método basado en densidad dispone de un acoplamiento entre las ecuaciones de resolución y las de energía y, cuando un volumen experimenta este tipo de cambios en la presión suelen ir acompañados de cambios en temperatura o densidad. En nuestro caso, dado que el aire circula de manera rápida y la válvula no dispone de una longitud muy elevada, se pueden considerar los cambios en temperatura del mismo despreciables.

Por otro lado, los cambios en densidad no se pueden dejar de tener en cuenta, y por ello se considera el aire como gas ideal, con lo cual entra en juego la ecuación de la energía sin obviar las características compresibles del aire.

Se utilizó para el cálculo el modelo de cierre de la turbulencia  $k - \omega$  SST ya que proporciona los mejores resultados para las condiciones de cálculo, fluido compresible y presiones negativas. También

se tuvo en cuenta que algunos modelos  $k - \varepsilon$  presentaban en teoría buenos resultados para las condiciones del problema, pero finalmente se optó por  $k - \omega$  SST dado que trabajos previos indican que proporciona mejores resultados.[15].

El uso de la misma metodología de cálculo para ambas fases proviene del hecho de que para la admisión se debe considerar un modelo de cálculo más complejo que tenga en cuenta las presiones negativas manométricas de la red. Por tanto se elige el modelo pensando en el funcionamiento en esta fase y en la mayoría de casos y en el de trabajo funcionan también de manera adecuada para flujos menos complejos como en el caso de la expulsión, con diferenciales de presión positivos.

Además de los anteriores, al tratarse del método de resolución basado en densidad, se eligió una formulación implícita y se escogió el método de resolución AUSM dado que proporciona resultados más exactos y se requiere ya que en el interior de la válvula, el aire tiene mucha superficie de contacto con la pared y entran en juego fuerzas de choque.

Los modelos de cálculo elegidos fueron los de segundo orden para las energías y el de primer orden para el modelo de flujo, dado que los modelos de segundo orden en general dan unos mejores resultados, pero en el caso del caudal una consideración de primer orden ayuda a la convergencia de la solución y proporciona igualmente resultados viables. Posteriormente se observó que para mejorar el valor de los resultados convenía realizar una primera aproximación de segundo orden del flujo. Con ello se conseguía estabilizar la solución y, al pasar a primer orden tras la aproximación, se conseguía la disminución de los residuos más rápidamente.

Para la convergencia de la solución, se eligieron convergencias de residuos de los órdenes de  $10^{-4}$  y  $10^{-5}$ , siendo el primero el orden elegido para algunas velocidades. En general, a partir de  $10^{-3}$  se dan buenas convergencias, pero, en el caso del problema, dado que se pretendía obtener el caudal para ese punto, había que fijarse en la convergencia del flujo también hasta que alcanzara un valor constante. Para asegurar la convergencia del caudal resultado se monitoreo la variable, la cual inicialmente presentaba grandes variaciones pero, a medida que los valores residuales disminuían, iba convergiendo a un único valor. Esto último se conseguía para los valores de convergencia expuestos. Aunque se consideraran los mismos, es importante resaltar que para la ecuación de cierre de la turbulencia sus valores solían alcanzar mayores niveles de convergencia.

Por último, comentar que para empezar a calcular, se realizaron inicializaciones del problema mediante el método estándar, eligiendo según la fase en la que nos encontráramos, como modelo de inicialización a la superficie de entrada del caudal, que en el caso de la expulsión se trata de la superficie B (figura 12) y en el caso de la admisión se trata del contorno A (figura 12).

### 4.3 Primera aproximación al problema.

En un principio, se consideraron como condiciones de contorno mass flow inlet/outlet y pressure inlet/outlet. De esta forma, se pretendía calcular la presión manométrica de trabajo para distintos caudales elegidos y generar de este modo la curva característica de la válvula. Pero los resultados

obtenidos (expuestos a continuación) con estas condiciones probaron que realizar el análisis del problema mediante esta vía era un error.

Se proporcionó para el contorno C de la figura 12, la condición de simetría, ya que, como se comentó en la parte de la realización de la geometría de análisis, este contorno constituye el corte por el segundo plano de simetría de la válvula ventosa. Además, esto tiene una elevada relevancia dado que, sin esta condición, los resultados obtenidos serían muy diferentes ya que se consideraría este contorno como pared o sólido y por tanto al no haber caudal por esa zona, el caudal considerado por la parte de la entrada sería mayor dada la sección y el caudal de salida también cambiaría significativamente. Si no se utilizara esta condición, para que diera unos resultados reales deberíamos haber definido la válvula en 2D entera (figura11 izquierda).

Además, dado que se trabaja con diferenciales de presión y presiones negativas, es importante definir en las condiciones de operación la presión de trabajo como nula y colocar los valores absolutos en las condiciones de contorno para evitar problemas.

Estas últimas condiciones se consideraron tanto para la fase de expulsión como para la fase de admisión de la misma manera. Por otra parte, dado que la entrada y salida cambian según la función que estemos realizando, las condiciones definidas cambiaron según los puntos de trabajo que se calcularan, en admisión o expulsión.

- Para la fase de expulsión, se consideró la arista B de la figura 12 como mass flow inlet y la arista A (figura 12) como pressure outlet. De esta forma se definió el sentido del caudal como saliente (de la arista B a la A).

Para la condición de mass flow inlet, se consideraron varios caudales máscos, teniendo siempre en cuenta que dada la geometría de la válvula en 2D, el dato que se introduce para cada punto corresponde a la ecuación 28.

$$G_{2D} = \frac{G_{3D}}{\pi \cdot D_N} \quad (28)$$

En la ecuación anterior,  $G_{2D}$  corresponde al caudal máscico que se introduce como dato (caudal máscico por la superficie definida en 2D),  $G_{3D}$  es el mismo caudal máscico pero que fluye por toda la geometría entera, es decir por todas las superficies 2D que conforman el volumen entero de la válvula; y  $\pi \cdot D_N$  es la longitud o revolución de la válvula entera siendo  $D_N$  el diámetro nominal interior de la válvula.

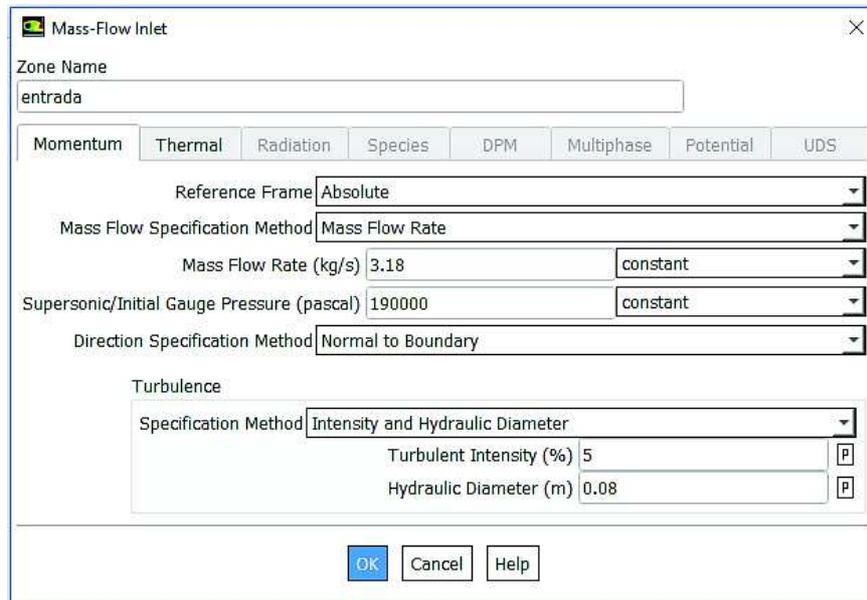


Figura 13 Ejemplo condición de contorno mass flow inlet.

En la figura 13 se puede observar un ejemplo del uso de esta condición de contorno. En este caso se ha realizado para un caudal másico de 3,18 Kg/s. Para el valor de *supersonic/Initial gauge pressure* se proporciona un dato de 190000 Pa para todos los casos calculados de expulsión. Esto se debe a que este valor representa la presión para la cual el caudal pasa a ser supersónico, y en el caso de la expulsión se considera para un valor de unos 0,9 bar que es para el cual, como se comentó anteriormente, el flujo deja de ser subsónico. Este dato se aproxima dado que se utiliza para la inicialización del flujo y luego el problema a medida que realiza los cálculos lo va recalculando.

Para la condición de pressure outlet se mantuvo durante el cálculo de la expulsión, el contorno A definido a presión atmosférica (101325 Pa), como le corresponde. En la figura 14 se puede observar un ejemplo de los datos que se introducen al hacer uso de esta condición de contorno. En el caso de cálculo y para expulsión, estos valores se mantienen constantes introduciéndolos para todos los cálculos realizados en la arista de contorno A.

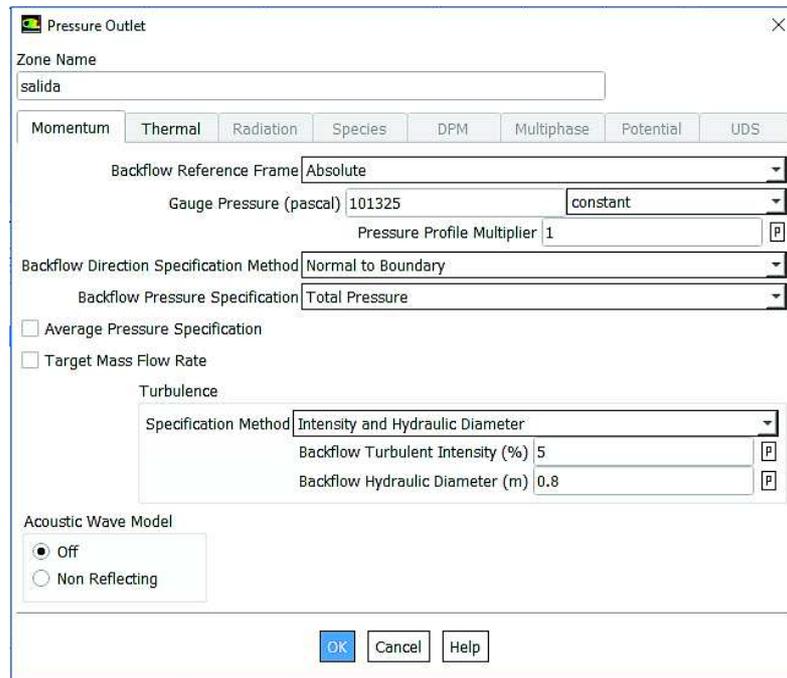


Figura 14. Ejemplo condición de contorno pressure outlet.

De esta forma para la expulsión se obtuvieron los datos de la tabla siguiente.

Tabla 3. Datos calculados para la expulsión en la primera aproximación al análisis 2D.

$G_{3D}$ (Kg/s)	$G_{2D}$ (Kg/s)	$Q_{3D}$ (Nm <sup>3</sup> /h)	$P_{manométrica}$ (bar)
1,00	3,98	2938,78	0,43
0,92	3,66	2703,67	0,37
0,80	3,18	2351,02	0,28
0,72	2,86	2115,92	0,23
0,60	2,39	1763,27	0,16
0,52	2,07	1528,16	0,12
0,40	1,59	1175,51	0,07
0,32	1,27	940,41	0,04
0,20	0,80	587,76	error

Se puede observar que con los datos introducidos anteriores, en general da unas presiones que cuadran con el caudal másico que se impone, pero en el último dato, la resolución comienza a dar errores de cálculo. Esto se debe a que las últimas presiones encontradas para los datos de cálculo son ya muy reducidas y por tanto la última daría una presión que tendería a cero.

- En el caso de la admisión, se consideró la arista de contorno B (figura 12) como mass flow outlet y el contorno A (figura 12) como pressure inlet. Por tanto, en esta ocasión el caudal quedaba definido como entrante (de la arista A a la B).

En el pressure inlet (figura 15), dado que se trata de la parte exterior de la válvula, se mantendrá para todos los puntos calculados la presión atmosférica 1,013 bar, como para el caso de la expulsión.

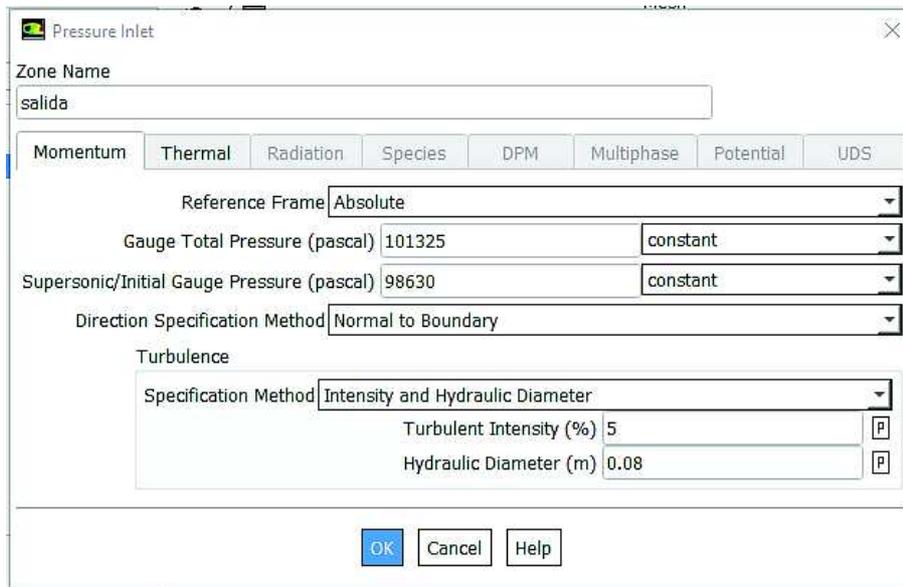


Figura 15. Ejemplo condición de contorno pressure inlet.

Se puede observar en el ejemplo de la figura 16 que en esta ocasión al ser admisión el dato de *supersonic/initial gauge pressure* cambia, esto se debe a que, al ser una fase distinta, el flujo ya no sigue las mismas características que en la anterior. En este caso se le proporciona un valor de presión cercana a la atmosférica para que al inicializar el flujo este vaya recalculándolo.

Para la condición de mass flow outlet en cambio, se debe introducir el caudal másico que admite la válvula en cada punto de cálculo y, por tanto, para cada uno el dato de partida cambia. En la figura 16 se puede observar un ejemplo de la condición, en este caso para un caudal másico de 0,48 Kg/s.

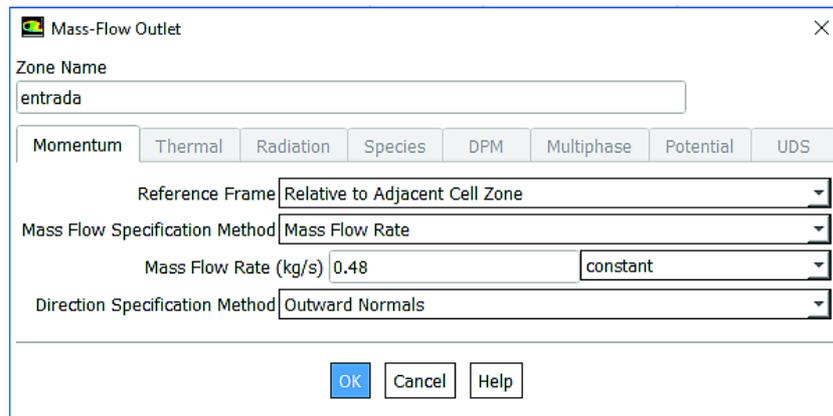


Figura 16. Ejemplo condición de contorno mass flow outlet.

De esta forma, y calculando para varios caudales de entrada a la instalación distintos, se obtienen los datos representados en la tabla 4.

Tabla 4. Datos calculados para la admisión en la primera aproximación al análisis 2D.

$G_{3D}$ (Kg/s)	$G_{2D}$ (Kg/s)	$Q_{3D}$ (Nm <sup>3</sup> /h)	$P_{manométrica}$ (bar)
-0,12	-0,48	-352,65	-0,01
-0,20	-0,80	-587,76	-0,02
-0,32	-1,27	-940,41	-0,05
-0,40	-1,59	-1175,51	-0,08
-0,52	-2,07	-1528,16	-0,15
-0,60	-2,39	-1763,27	-0,21
-0,72	-2,86	-2115,92	-0,66
-0,80	-3,18	-2351,02	-0,68
-0,92	-3,66	-2703,67	error

Se observa en la tabla que, para estas condiciones de contorno, los datos obtenidos para la admisión no son tan correctos como para el caso de la expulsión. Esto se debe a que como se puede observar, esta parte es más sensible a los cambios en el caudal y entre 0,6 y 0,72 Kg/s experimenta un salto de una magnitud elevada en la presión a la que se encuentra la tubería. Dado que, como se explicó en el apartado de caracterización, la curva característica durante la admisión a partir de 0,5 bar cambia y se mantiene constante el caudal, estos últimos tres datos no son fiables dando en el último un error dado que, seguramente, la presión que debería de dar sería muy elevada y para presiones mayores de 0,5 bar ansys fluent experimenta problemas de cálculo.

Finalmente dados los datos de las tablas 3 y 4 la curva característica de la válvula quedaría como a continuación (figura 17).

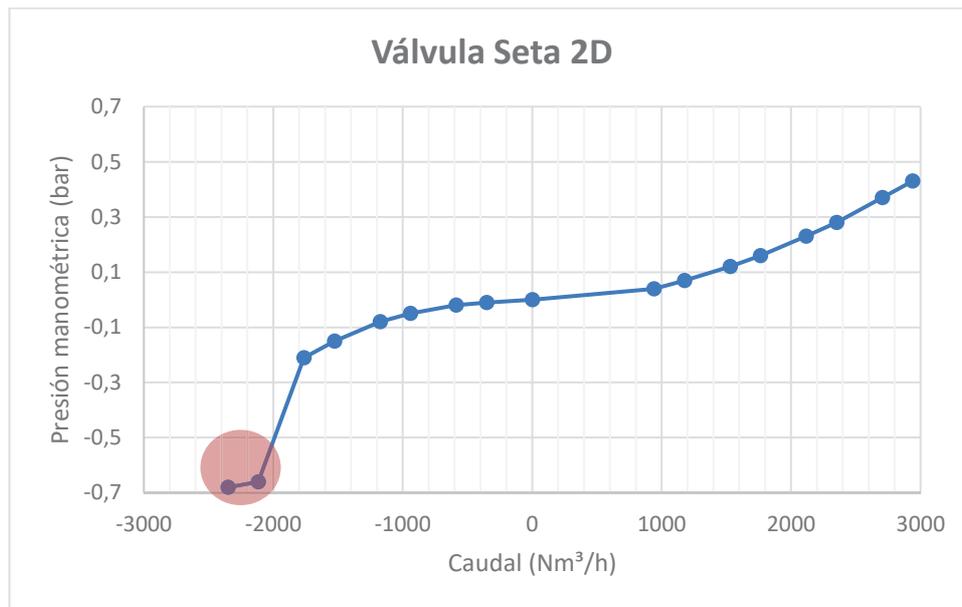


Figura 17. Primera aproximación al problema en 2D.

Como ya se ha comentado, esta curva contiene datos de poca fiabilidad, sobre todo en el caso de la admisión que experimenta repentinos cambios bruscos entre los caudales propuestos para el cálculo.

El principal problema de utilizar estas condiciones de contorno para obtener las curvas características, es que a pesar de que se conozca el rango general de caudales que deben de utilizarse para el cálculo, no se conocen realmente los caudales para los cuales trabaja y por tanto se pueden introducir valores que generen presiones mayores de 0,5 bar, con las cuales ansys fluent puede producir errores. Por tanto esta metodología de cálculo se descarta.

#### 4.4 Análisis final.

Dado que la introducción de caudales no es un método de cálculo recomendado, se procede a cambiar las condiciones de contorno por unas que no dependan de los mismos. De esta manera se mantiene para el contorno C (figura 12) la condición de simetría y se introducen para los contornos A y B las condiciones de pressure inlet/outlet. Además, también en esta ocasión, ya que se trabaja con condiciones de presión negativa, se define la presión de cálculo como nula.

En el caso de la expulsión, dado que el caudal sale de dentro de la tubería, se impone al contorno "entrada" (B figura 12) la condición de pressure inlet, que se puede observar en la figura 16. En este caso se mantiene el mismo *supersonic/Initial gauge pressure* utilizado anteriormente (190000 Pa). Además, a la presión total absoluta se le deben ir dando distintos valores para calcular los puntos que

componen esta parte de la curva, siendo estas presiones mayores que la atmosférica (101325 Pa). Si se calculara con la presión atmosférica en esta parte se resolvería para una presión manométrica nula, que en la realidad no generaría caudal en ninguna dirección.

Para el contorno “salida” (A figura 12), se define la condición pressure outlet (figura 14). Este contorno como se comentó anteriormente esta siempre a presión atmosférica dado que es el que está en contacto con el exterior de la válvula y de la instalación.

De tal forma, que se calculan para la expulsión los puntos expuestos en la tabla 5.

*Tabla 5. Datos calculados para la expulsión en el análisis 2D.*

<b>P<sub>manométrica</sub> (bar)</b>	<b>G<sub>2D</sub> (Kg/s)</b>	<b>G<sub>3D</sub> (Kg/s)</b>	<b>Q<sub>3D</sub> (Nm<sup>3</sup>/h)</b>
0,50	4,19	1,05	3092,38
0,45	3,95	0,99	2920,46
0,40	3,71	0,93	2738,16
0,35	3,45	0,87	2547,54
0,30	3,18	0,80	2345,55
0,25	2,89	0,73	2131,29
0,20	2,58	0,65	1902,39
0,15	2,24	0,56	1655,55
0,10	1,85	0,46	1365,97
0,05	1,36	0,34	1003,36

Se observa que en esta ocasión no se obtiene ningún error dado que se controla la presión que se obtiene en la etapa de cálculo y que los caudales máxicos obtenidos proporcionan valores del rango de los obtenidos para el análisis mediante mass flow inlet/outlet sin llegar a ser menores o iguales al dato que generó un error con anterioridad.

Por otra parte, para la admisión, el caudal fluye hacia dentro desde el contorno A al B (figura 12). Por tanto, en esta ocasión se considera el contorno A como pressure inlet y el B como pressure outlet. Para la primera condición se mantiene la presión como constante y el mismo valor de *supersonic/Initial gauge pressure* (siendo este un valor aproximado a la presión atmosférica) mientras que para la segunda se definen distintas presiones para obtener la parte de la curva característica correspondiente, siendo todas ellas menores que la presión atmosférica). Los datos que se obtuvieron se exponen en la tabla 6.

Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.

Tabla 6. Datos calculados para la admisión en el análisis 2D.

$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$G_{2D}$ (Kg/s)	$G_{3D}$ (Kg/s)	$Q_{3D}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
-0,05	-1,32	-0,33	-973,51
-0,10	-1,77	-0,44	-1305,29
-0,15	-2,10	-0,53	-1549,20
-0,20	-2,35	-0,59	-1738,91
-0,25	-2,56	-0,64	-1891,93
-0,30	-2,72	-0,68	-2007,77
-0,35	-2,82	-0,71	-2081,56
-0,40	-2,85	-0,72	-2103,64
-0,45	-2,85	-0,72	-2103,80
-0,50	-2,85	-0,72	-2103,72

En la tabla anterior se observa que, a pesar de que el rango del caudal másico llega a los mismos valores que en el análisis anterior dieron presiones muy elevadas, esta vez hay mayor transición y, para las últimas presiones más elevadas se puede apreciar un cambio de flujo de subsónico a sónico.

Finalmente, la curva característica con los datos expuestos en las tablas 5 y 6 queda:

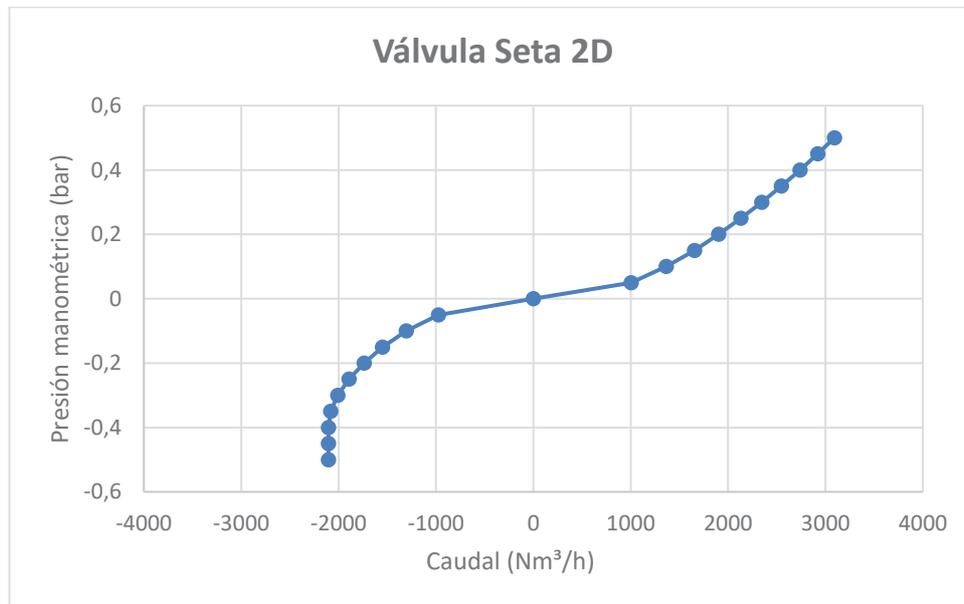


Figura 18. Análisis del problema en 2D.

Se observa que efectivamente sigue la tendencia ya estudiada en capítulos anteriores de las curvas características de las válvulas ventosas. Por lo tanto, se van a considerar tanto los métodos de cálculo

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

como las condiciones de contorno comentadas para el análisis de las válvulas en geometrías en volumen (3D), con las cuales se obtendrán unos resultados más exactos que los que se pueden llegar a calcular con geometrías planas.

## 5. Análisis del problema 3D.

Una vez ya realizado el análisis conceptual del problema mediante el cálculo de la geometría plana de la válvula con cerramiento tipo seta, se debe realizar el cálculo de las geometrías reales en tres dimensiones de las válvulas del problema. Para ello se deberá seguir el procedimiento realizando cada etapa del proceso para obtener unos resultados óptimos.

### 5.1 Definición de la geometría.

Las geometrías de análisis en este problema son, como se comentó anteriormente en el documento, las correspondientes a las tres válvulas ventosa Bermad [16] con diferentes cerramientos: cerramiento tipo seta (plano 1), cerramiento tipo side (plano 2) y cerramiento tipo down (plano 3). En la figura 19 se pueden observar las características físicas de las tres válvulas de estudio.

Tamaño			Salida lateral			Salida inferior			Salida "Seta"		
DN	Pulg.	Conexión	D (mm)	Alt. (mm)	Peso (Kg)	D (mm)	Alt. (mm)	Peso (Kg)	D (mm)	Alt. (mm)	Peso (Kg)
50	2"	Rosca	181	284	8	225	282	8	175	268	8
50	2"	Brida	187	302	10	232	300	11	175	286	10
80	3"	Brida	245	356	17	311	356	17	229	327	16
100	4"	Brida	283	410	22	371	410	23	272	380	22
150	6"	Brida	368	571	50	493	569	53	381	572	51
200	8"	Brida	475	770	121	661	770	125	506	709	120

Figura 19. Características válvulas ventosas de Bermad.[16].

A pesar de que ya se disponía de la modelación de cada una, dado que la geometría de cálculo correspondía a la parte habitada por el fluido, es decir, la parte interior de la misma, se debía realizar un tratamiento previo de la geometría obtenida para ser utilizada en el problema.

Además, primero se realizaron algunas modificaciones de corrección, ya que las arandelas incluían los orificios para la aplicación de tornillos de anclaje, que en la realidad estarían bloqueados. Para evitar errores por aumento de la sección de paso de flujo se consideró una arandela modelada sin agujeros de anclaje. Esta simplificación introduce un error despreciable en el cálculo ya que en la realidad esa sección no dispone de un taponamiento tan efectivo. En la figura 20 se puede observar como se eliminaron los agujeros de la arandela quedando como en la figura 20 derecha.

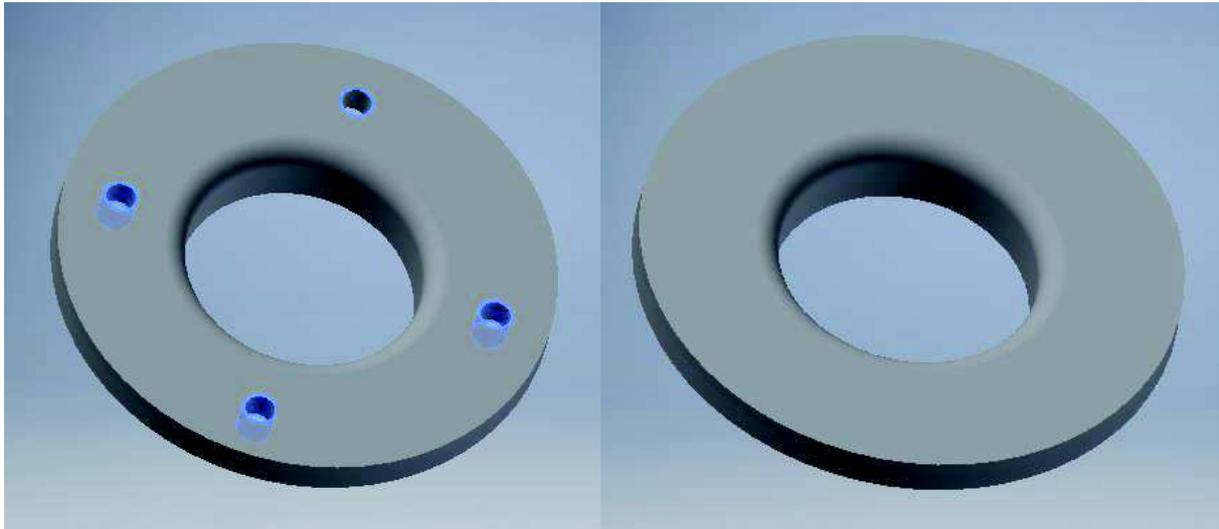


Figura 20. Modificaciones de la geometría.

Tras estas modificaciones se procedió a obtener la geometría de cálculo, el interior fluido de la válvula mediante las herramientas de dibujo que ofrece el propio programa. Gracias al uso de la herramienta "Fill" de Ansys designmodeler se consiguió obtener las geometrías interiores de las válvulas. Con lo cual quedaron los volúmenes de la figura 21.

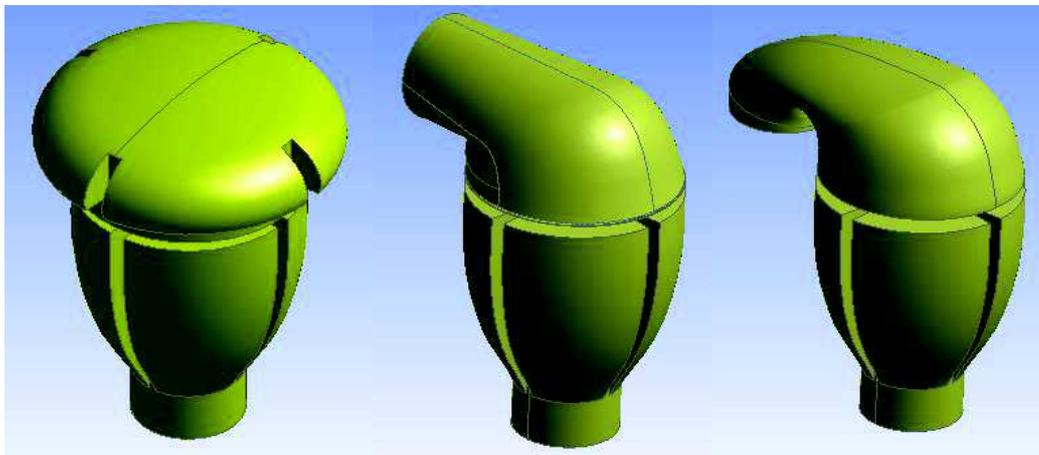
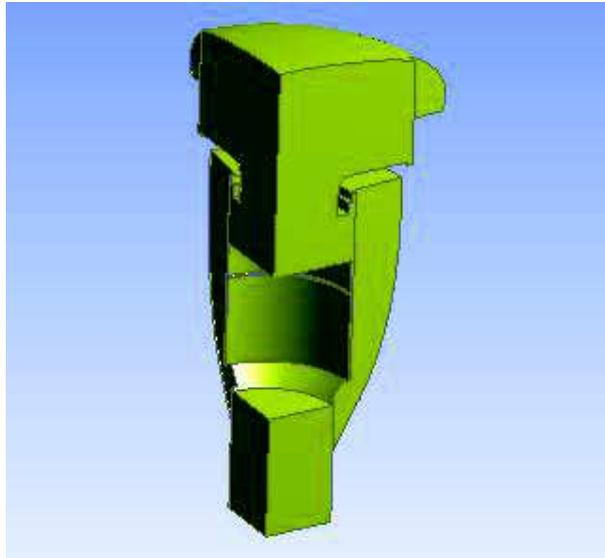


Figura 21. Geometrías de cálculo 3D.

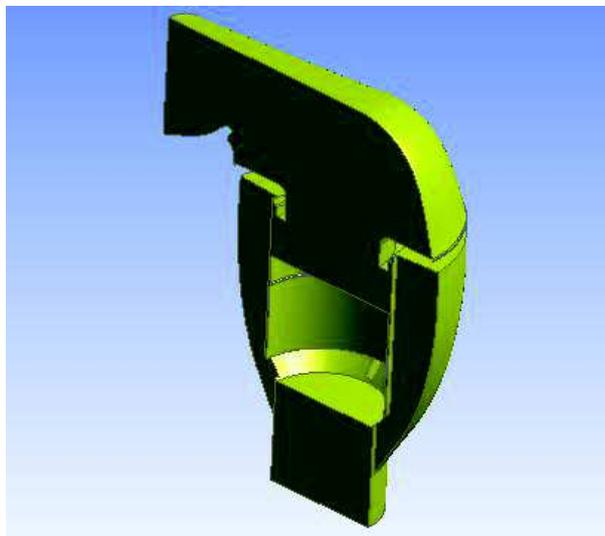
Se puede apreciar en esta figura que todas las geometrías disponen de planos de simetría. El uso de esta ventaja simétrica genera una gran autonomía del tiempo reduciéndolo considerablemente ya que se puede reducir el volumen de control y, por tanto, el número de celdas producidas durante el mallado, con lo cual el número de ecuaciones y variables a resolver es menor. Por lo tanto, se procedió a realizar cortes en cada volumen por los planos de simetría disminuyendo así su tamaño.

En el caso de la válvula seta (la geometría de la izquierda de la figura 21), dado que esta dispone de dos planos de simetría, se realizaron dos cortes quedando el volumen de cálculo como un cuarto de la geometría real del interior de la válvula (figura 22).

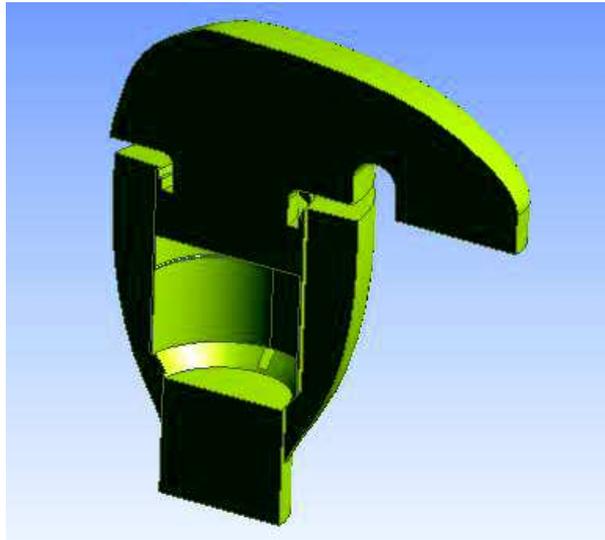


*Figura 22. Volumen de cálculo válvula seta.*

Por otro lado, tanto la válvula side como la down tienen un único plano de simetría, por tanto en el caso de estas dos geometrías solo se realiza un único corte, con lo cual el volumen interior de cálculo de ambas queda como la mitad de la geometría interior de la figura 21 (válvula de en medio side y la de la derecha down). Con lo cual estas geometrías quedan como en las figuras 23 y 24.



*Figura 23. Volumen de cálculo válvula side.*



*Figura 24. Volumen de cálculo válvula down.*

Con la definición de estas tres geometrías de cálculo (figuras 22, 23 y 24), esta etapa del proceso queda definida quedando los tres volúmenes de cálculo correctamente delimitados.

## 5.2 Estudio del mallado.

Ya generada la geometría necesaria para la resolución del problema, hace falta discretizarla dividiéndola en celdas que pueden adoptar distintas geometrías. Esta etapa es de una importancia elevada ya que se debe realizar un mallado que genere buenos resultados sin consumir mucho tiempo de cálculo. Encontrar un equilibrio entre resultados-tiempo aceptable puede suponer un gran aumento en la eficiencia del problema.

Por ello es importante realizar un estudio del mallado para ahorrar tiempo posterior en unos cálculos que pueden ser no lo suficientemente exactos o tardar una cantidad de tiempo desorbitada para la diferencia de error entre la elección de un número de celdas y otro.

Se realizó, por tanto, el estudio de esta discretización para la válvula de cierre tipo seta dado que al tener dos planos de simetría el volumen se reduce notoriamente y, con ello el tiempo de cada cálculo. Se eligió un punto de la curva característica obtenido mediante los ensayos en el laboratorio y siguiendo los mismos métodos de cálculo que en el análisis conceptual, que ya fueron expuestos en el capítulo anterior, se estudiaron para distintos tamaños de celda los resultados que se obtenían y los errores que comprendía cada tamaño de celda.

De esta forma, se realizaron cálculos desde un tamaño de 5 mm de celda hasta 2,7 mm, ya que para 2,6 mm el número de celdas era superior a 512 000 y en la versión académica de Ansys fluent no es posible calcular geometrías con una discretización con un número mayor de elementos que 512 000, (este es el número máximo de celdas de que se dispone).

El punto de cálculo elegido fue para una presión manométrica de 0,1054 bar, es decir, para una presión absoluta de 111865 Pascales. Para este punto de la curva perteneciente a la expulsión, los ensayos realizados en el laboratorio daban un caudal de 1272,5 Nm<sup>3</sup>/h.

Con lo cual, se procedió a obtener el caudal másico para cada mallado, y calcular el error generado respecto a los datos de que disponíamos. Para calcular el error primero se pasó el caudal másico a otras unidades con las cuales se representa usualmente en la curva característica ( $\text{Nm}^3/\text{h}$ ). Esto se realiza mediante la ecuación 29:

$$Q_{\text{calculado}} = 4 \cdot G_{\text{calculada}} \cdot \frac{60}{\rho_{CN}} \quad (29)$$

En la ecuación anterior,  $Q_{\text{calculado}}$  representa el caudal másico en  $\text{Nm}^3/\text{h}$  de la geometría entera, es decir las geometrías de la figura 21, que en el caso de la válvula seta es 4 veces el volumen de cálculo (de ahí que se cuadruplica el caudal másico para calcularlo).  $G_{\text{calculada}}$  es el caudal másico solución del problema obtenido en  $\text{Kg}/\text{s}$ . El término  $\frac{60}{\rho_{CN}}$  es el que pasa las unidades del caudal másico obtenido a las unidades  $\text{Nm}^3/\text{h}$ , siendo el denominador la densidad del aire en condiciones normales ( $P=1 \text{ atm}$  y  $\text{Temp}=25^\circ\text{C}$ ) que corresponde al valor  $\rho_{CN}= 1,225 \text{ Kg}/\text{m}^3$ .

Para calcular el error generado se hizo uso de la ecuación:

$$e(\%) = \frac{|Q_{\text{calculado}} - Q_{\text{real}}|}{Q_{\text{real}}} \cdot 100 \quad (30)$$

donde  $Q_{\text{real}}$  es el obtenido en los ensayos de laboratorio para la presión de trabajo ( $1272,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ) y  $Q_{\text{calculado}}$  es el obtenido con la ecuación anterior.

Haciendo uso de las ecuaciones anteriormente expuestas (29 y 30) y calculando para tamaños de celda entre 5 y 2,7 mm se obtuvieron los datos siguientes para la presión manométrica de trabajo de 0,1054 bar.

Tabla 7. Estudio del mallado.

Tamaño de celda (mm)	Número de celdas	G <sub>calculado</sub> (Kg/s) (¼ de Seta)	Q <sub>calculado Total</sub> (Nm <sup>3</sup> /h)	error (%)
5,0	77 434	0,11143	1309,871	2,937
4,9	82 362	0,11131	1308,460	2,826
4,8	87 217	0,11091	1303,758	2,456
4,7	92 820	0,11074	1301,76	2,299
4,6	99 017	0,11066	1300,820	2,226
4,5	105 138	0,11097	1304,464	2,512
4,4	112 471	0,11054	1299,409	2,115
4,3	120 741	0,11062	1300,349	2,189
4,2	129 397	0,11069	1301,172	2,253
4,1	138 503	0,11027	1296,235	1,865
4,0	149 369	0,10999	1292,944	1,607
3,9	161 509	0,11019	1295,295	1,791
3,8	174 119	0,10992	1292,121	1,542
3,7	188 816	0,11021	1295,530	1,810
3,6	204 260	0,10986	1291,416	1,486
3,5	222 510	0,11029	1296,470	1,884
3,4	241 774	0,10988	1291,651	1,505
3,3	264 410	0,11000	1293,061	1,616
3,2	290 727	0,10948	1286,949	1,135
3,1	320 937	0,10957	1288,007	1,219
3,0	352 409	0,10938	1285,773	1,043
2,9	389 656	0,10927	1284,480	0,941
2,8	432 971	0,10918	1283,422	0,858
2,7	482 496	0,10916	1283,187	0,840

Por lo tanto, se puede observar que cuanto menor el tamaño de celda o mayor el número de elementos discretos, menor el error de cálculo, como también se puede apreciar en las figuras 25 y 26.

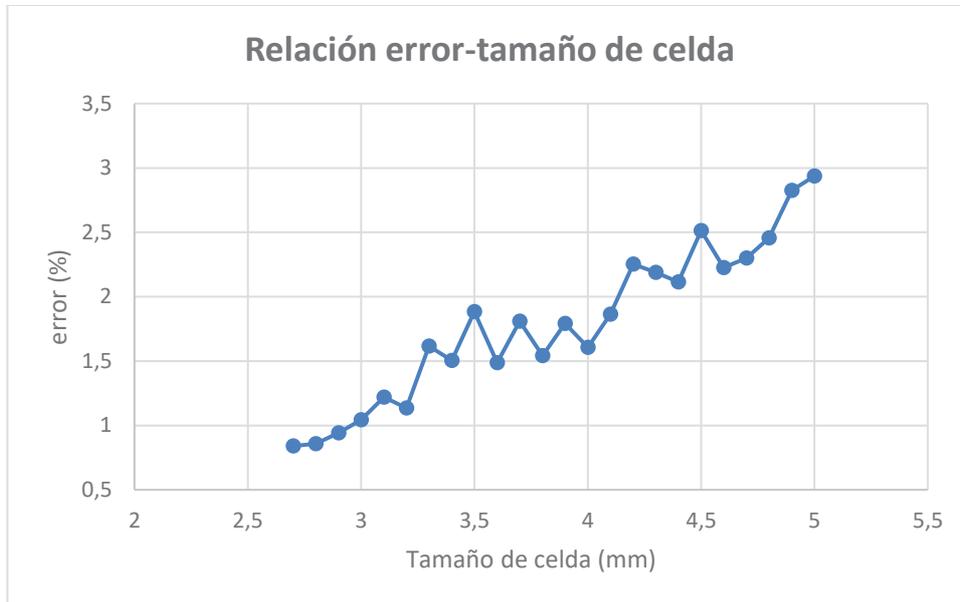


Figura 25. Relación entre el tamaño del mallado y el error de cálculo.

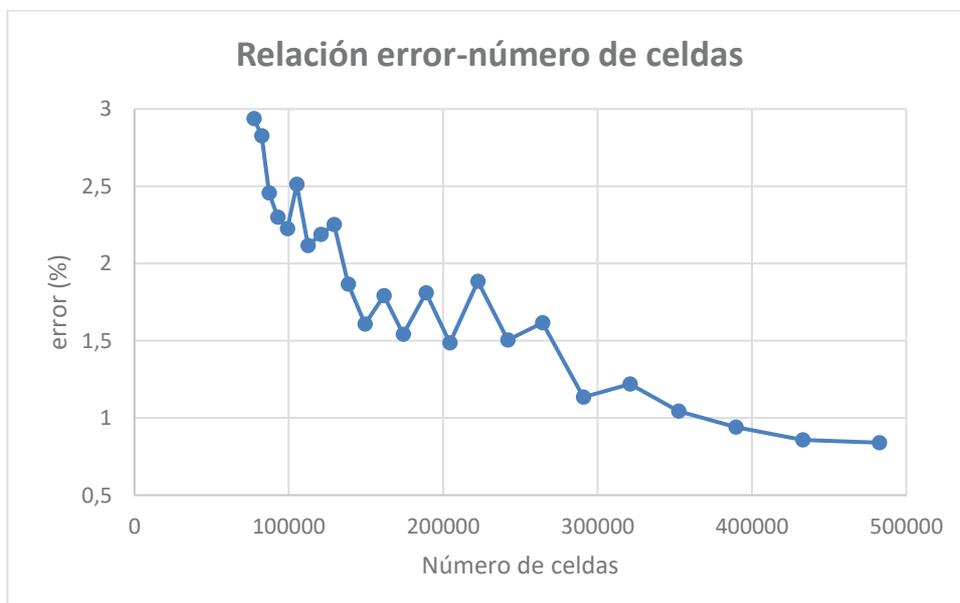
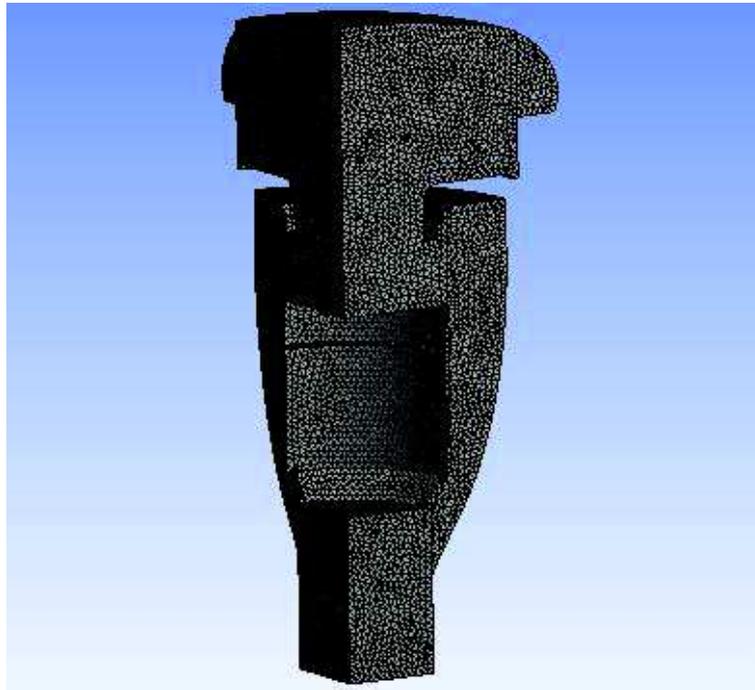


Figura 26. Relación entre el número de celdas y el error de cálculo.

Por lo tanto, nuestro objetivo será tener un mallado con el mayor número posible de celdas o menor tamaño de elemento posible. Pero hay que tener en cuenta que los cálculos consumen más tiempo cuanto mayor es la cantidad de elementos, aumentando para tamaños de celda menores de 3 mm de forma considerable. De este modo y considerando también el aumento de tiempo, se eligió para la

válvula seta un mallado de tamaño de celda de 3 mm. Para este tamaño, el error de cálculo es ya muy pequeño (1,043%) y, el tiempo de cálculo, aunque para este número de celdas (352 409) es ya considerable es al menos más reducido que para tamaños inferiores. En la figura 27 se puede observar la discretización de esta geometría.

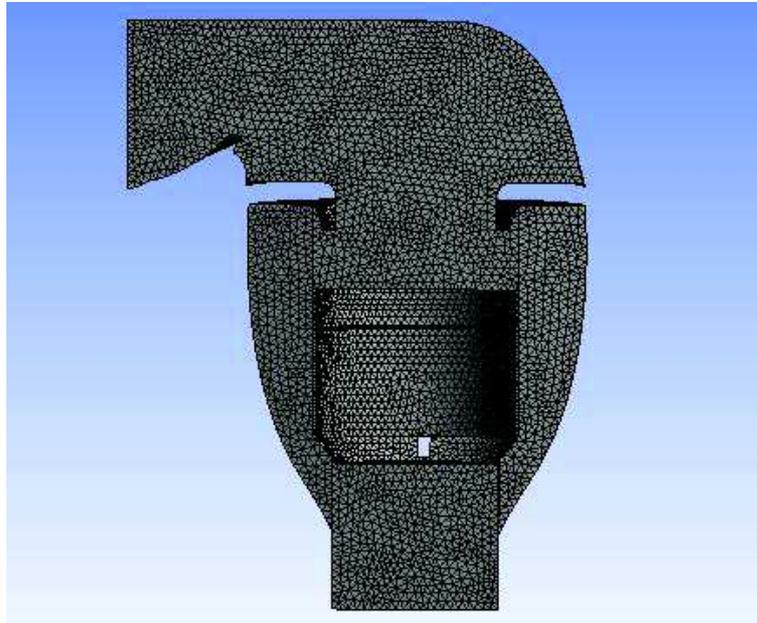


*Figura 27. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre seta.*

Una vez realizado el estudio del mallado, y ya conociendo la relación entre el tamaño de malla y el error de cálculo se realizan las discretizaciones de las dos válvulas restantes. Es importante no perder de vista que la reducción del tiempo de cálculo es también una razón de peso por la que se puede sacrificar un pequeño aumento en el error de los resultados.

Ambas válvulas restantes son más grandes que la válvula seta ya que el volumen de cálculo es solo la mitad del volumen real y no un cuarto como en la primera. Por lo tanto, el tamaño de celda que se definirá será más pequeño para así tener un número adecuado de elementos. De esta forma se realiza para ambas geometrías un mallado de tamaño de celda de 4 mm.

En el caso de la válvula side, para ese tamaño de celda se obtienen 272 116 elementos, que observando los datos anteriores calculados con la válvula seta, significaría un error de alrededor del 1,5% o menor que este. Por supuesto el error no será exactamente el mismo que en el caso de que los cálculos se realizaran con la otra válvula. Se ha considerado este tamaño dado que el error de cálculo es aceptable y el tiempo de resolución disminuye de forma muy significativa, siendo más reducido que el de la válvula seta al tener un menor número de celdas. En la figura 28 se puede observar el mallado de esta geometría.



*Figura 28. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre side.*

En cuanto a la válvula de salida hacia abajo o down, para un tamaño de celda de 4 mm obtenemos una malla formada por 277 838 elementos. Por lo tanto, esta geometría tardará un poco más que la ventosa side, siendo la diferencia de tiempo entre ellas casi despreciable. Como en el caso de la anterior, esta válvula tardará un tiempo más reducido que la válvula seta siendo esta diferencia apreciable dada la diferencia entre el número de celdas. Además, a pesar de que no serán iguales los errores de cálculo al realizar la solución con una u otra válvula, esta probablemente contendrá un error más reducido que la válvula side. Pero dado que la diferencia de cantidad de elementos no es muy elevada, los errores de estas dos válvulas seguramente no variarán mucho entre sí. Se puede observar en la figura 29 la discretización de esta última geometría.

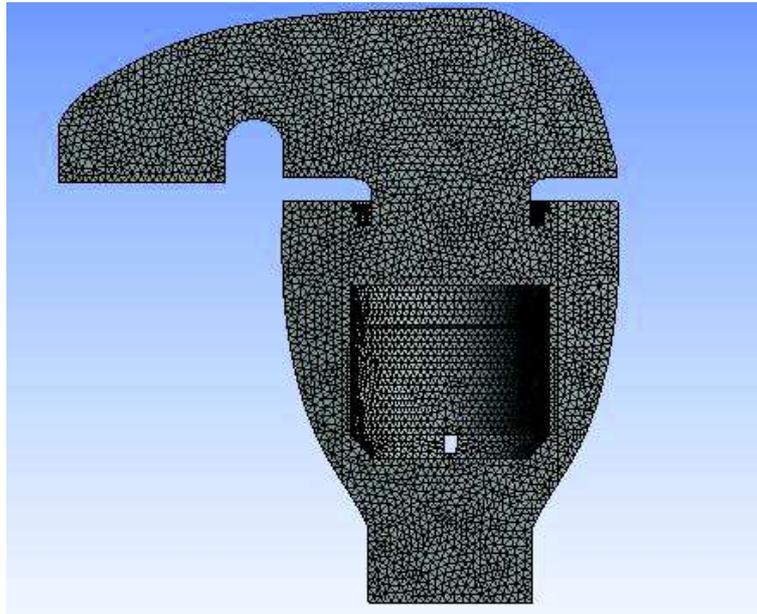


Figura 29. Discretización válvula ventosa con mecanismo de cierre down.

Un último paso del estudio del mallado es comprobar la calidad de la discretización. Al generar el mallado de un volumen, ansys mesh proporciona las características de la discretización efectuada. Se comprobaron los tres volúmenes discretizados con lo cuál, se obtuvo que los mallados de la válvula de cierre tipo seta y la válvula de cierre tipo inferior o down eran correctos. La válvula side al contrario presentaba un valor de skewness superior a 0,98. Por lo tanto, dado que los cálculos realizados con un mallado deficiente pueden generar errores añadidos, se decidió cambiar la discretización a polihédrica [3] con lo cuál la calidad de la malla mejoró notablemente.

### 5.3 Procesado.

En este caso, se realizan los cálculos con los mismos métodos expuestos para el análisis en 2D. Para el análisis en 3D, es importante comentar que se utilizó primero un modelo de segundo orden para la estabilización del flujo, que a partir de unas 1500 iteraciones se cambiaba al modelo de primer orden para permitir la convergencia del mismo. Esto es debido a que como se ha comentado anteriormente, los modelos de segundo orden proporcionan valores más exactos. Por tanto, gracias a la estabilización proporcionada por este modelo en un principio era posible reducir la variación inicial del cálculo del flujo notablemente.

Además, se mantiene el caudal a la salida monitoreado para observar que este alcance un valor de flujo constante y, por tanto, solución al problema para el punto de cálculo.

Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.

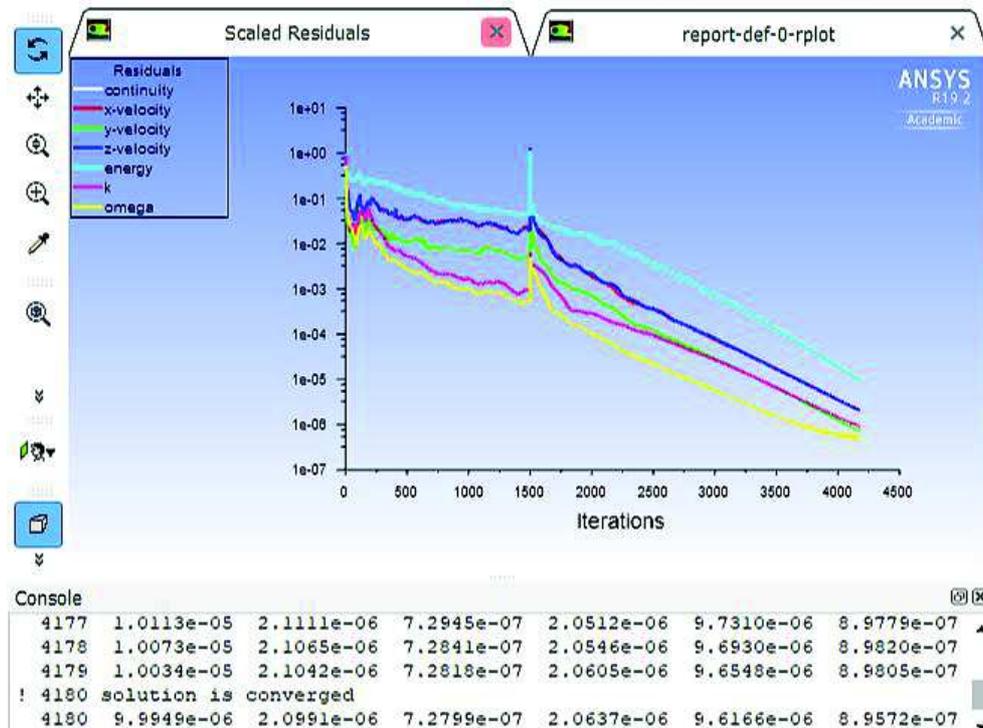


Figura 30. Ejemplo obtención de la convergencia de residuos.

En la figura 30 anterior se puede observar un ejemplo de esta convergencia de residuos. En este caso, todos los residuos convergen para  $10^{-5}$  pero se puede observar que como hemos comentado, los valores de turbulencia alcanzan mayores rangos de convergencia.

También se puede observar esa primera estabilización del flujo con un modelo de segundo orden hasta las 1500 iteraciones dado que al cambiar de modelo los residuos experimentan una variación. Además, se puede apreciar que al cambiar el modelo a primer orden la pendiente de convergencia de los residuos aumenta.

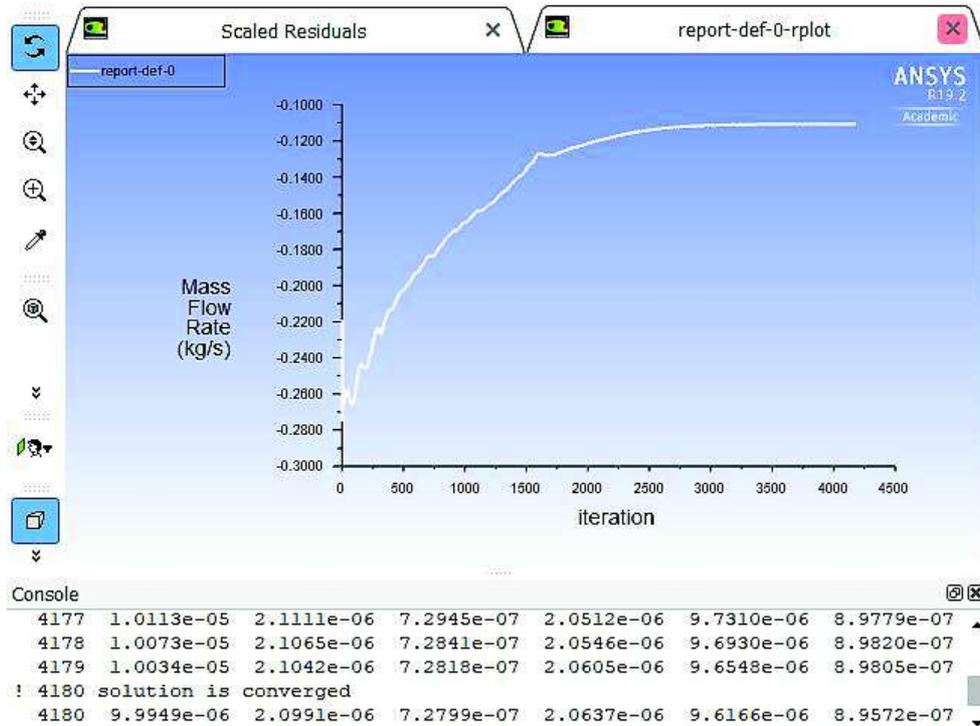


Figura 31. Ejemplo seguimiento monitor caudal de salida.

En esta última imagen (figura 31) se observa un ejemplo del caudal calculado para la superficie de la salida. Se puede apreciar que a partir de las 3000 iteraciones este caudal se mantiene constante para los cálculos realizados, señalándolo como el caudal solución del punto de trabajo que se calcula.

Este proceso de monitoreo de tanto residuos como caudales es el que se sigue para todos los puntos calculados de todas las válvulas. El seguimiento de la variable del caudal se realiza dado que si no se observara no se podría saber la solución con seguridad. Dado un punto de trabajo a una presión específica este siempre lleva asociado un caudal de paso para cierta válvula. Dicho caudal asociado es el valor al que converge el mismo durante el cálculo. Por lo tanto, si se observara únicamente la convergencia de los residuos podríamos dar con un resultado erróneo si la convergencia del flujo no se ha alcanzado aún.

#### 5.4 Post-procesado.

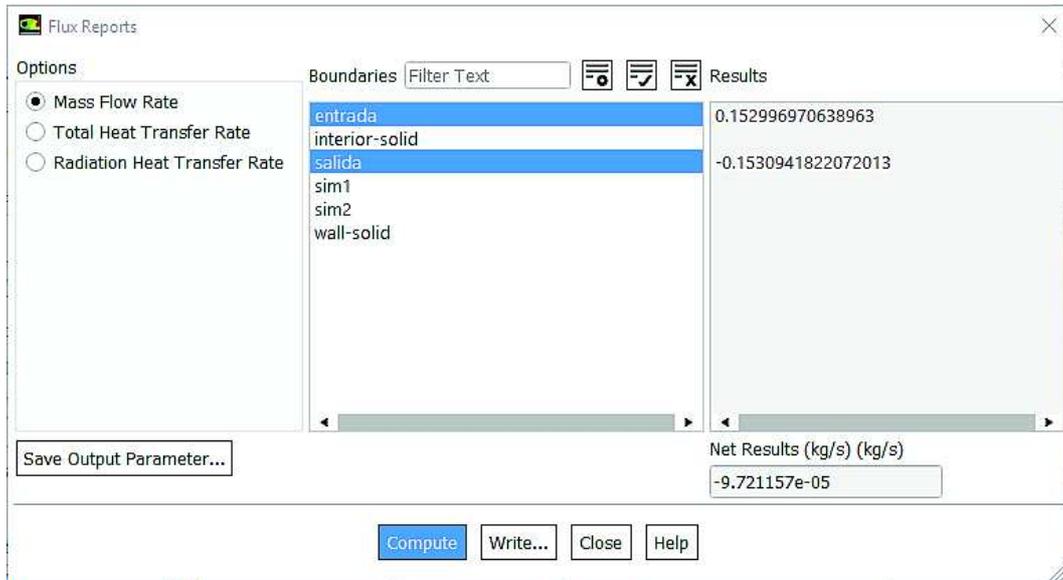
Una vez definidas tanto la geometría como el mallado de cada válvula, se procede a realizar el cálculo con los métodos comentados en el apartado anterior. Se realizan para cada una de las ventosas 10 cálculos para cada etapa (admisión y expulsión), obteniendo de este modo 10 puntos de la curva característica más el punto a presión manométrica nula el cual no hace falta calcular dado que para esa presión no circula caudal. Estas resoluciones se realizan para presiones diferenciales menores de 0,5 bar (presión manométrica menor de 0,5 bar para la expulsión y mayor de -0,5 bar para la admisión).

Para la obtención del caudal, una vez terminado el cálculo, Ansys fluent proporciona el informe con el dato del caudal que circula por la superficie que se requiera. Como se puede observar en la figura 32, existe una pequeña diferencia entre la cantidad de fluido que fluye por ambas superficies de

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

entrada/salida. Por ello es importante realizar una buena etapa de cálculo, esperando a una convergencia de los residuos óptima y a que el caudal controlado se estabilice en un valor de tal forma que la diferencia entre ambos flujos sea despreciable. De tal forma que se consideraron los caudales de cálculo como válidos a partir de una diferencia entre flujos por cada superficie de  $1 \cdot 10^{-4} \text{Kg/s}$ .



*Figura 32. Ejemplo obtención de los caudales en ansys.*

Para la válvula seta se obtienen los datos de la tabla 8. No hay que olvidar que para cada caudal obtenido en el resultado se debe obtener el caudal másico de la válvula real (4 veces el caudal calculado). Para cambiar las unidades del flujo de másico se hace uso de la ecuación 29). De esta forma se obtienen los datos que siguen:

Tabla 8. Datos calculados válvula seta.

$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$G_{\text{calculado}}$ (Kg/s) (¼ de Seta)	$Q_{\text{calculado Total}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
0,50	0,255	2991,91
0,45	0,240	2816,29
0,40	0,231	2710,96
0,35	0,208	2445,06
0,30	0,191	2243,11
0,25	0,173	2029,05
0,20	0,153	1799,59
0,15	0,132	1545,56
0,10	0,107	1252,27
0,05	0,075	879,87
-0,05	-0,079	-926,18
-0,10	-0,109	-1286,36
-0,15	-0,132	-1545,33
-0,20	-0,149	-1747,98
-0,25	-0,163	-1915,61
-0,30	-0,174	-2049,97
-0,35	-0,183	-2155,89
-0,40	-0,191	-2241,58
-0,45	-0,196	-2306,35
-0,50	-0,201	-2364,30

Por lo tanto, la curva característica obtenida añadiendo a los datos anteriores el punto de presión manométrica cero quedaría como en la gráfica siguiente:

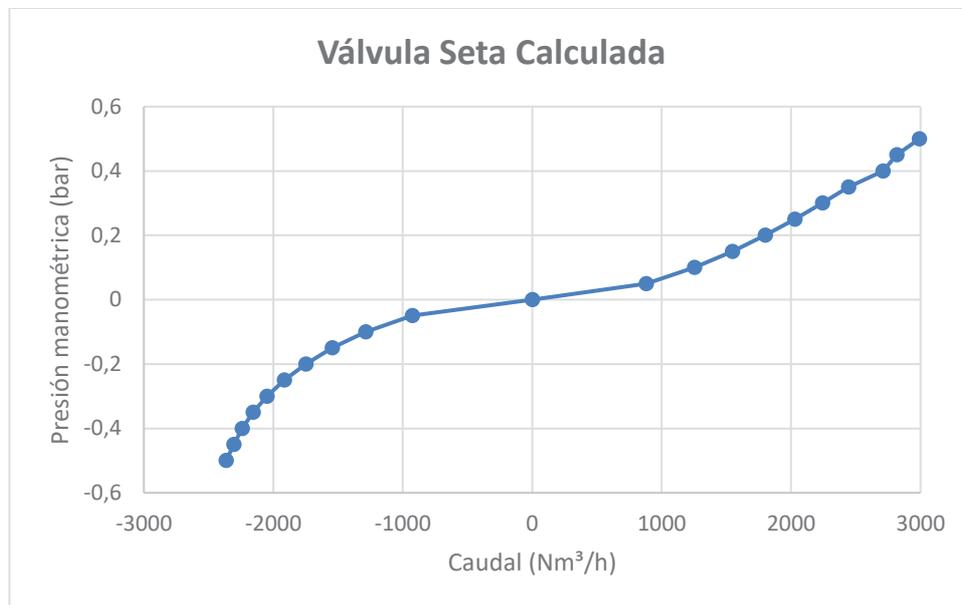


Figura 33. Curva característica calculada para válvula seta.

Se puede observar que esta curva (figura 33) cumple con la tendencia propia de una curva característica de una válvula ventosa. Además, el rango de caudales es bastante correcto para una válvula de diámetro nominal de 80 mm, por lo tanto, se consideran estos cálculos como unas resoluciones acertadas que deberán posteriormente ser comprobadas con los resultados reales de los ensayos de laboratorio. También es importante resaltar que esta curva no comprende los puntos de cerramiento dinámico del sistema y, por tanto, es importante tener en cuenta que la curva real tendrá una longitud más reducida, teniendo un rango de presiones de trabajo menor que esta curva calculada.

Además, también se puede observar que, si se comparan los datos de la tabla 8 con los del análisis 2D de las tablas 5 y 6, para las presiones dadas, los caudales se encuentran en el mismo rango, con valores próximos entre sí. Obviamente, el análisis en 3D proporciona resultados más fiables y con menor contenido de error. Pero, el hecho de que los resultados estén en el mismo rango valida el uso del modelo conceptual para la primera aproximación de la solución y definición de los modelos de cálculo.

Para la válvula de cierre tipo side, se calculan también al igual que en la seta los caudales correspondientes a presiones de trabajo manométricas de un rango entre 0,5 y -0,5 bar. En este caso, dado que el volumen de cálculo es la mitad del volumen real de la válvula, se deberá calcular el flujo volumétrico real a partir de la ecuación 29 pero multiplicando el caudal másico calculado por el doble en vez de el cuádruple que se utiliza para la válvula seta.

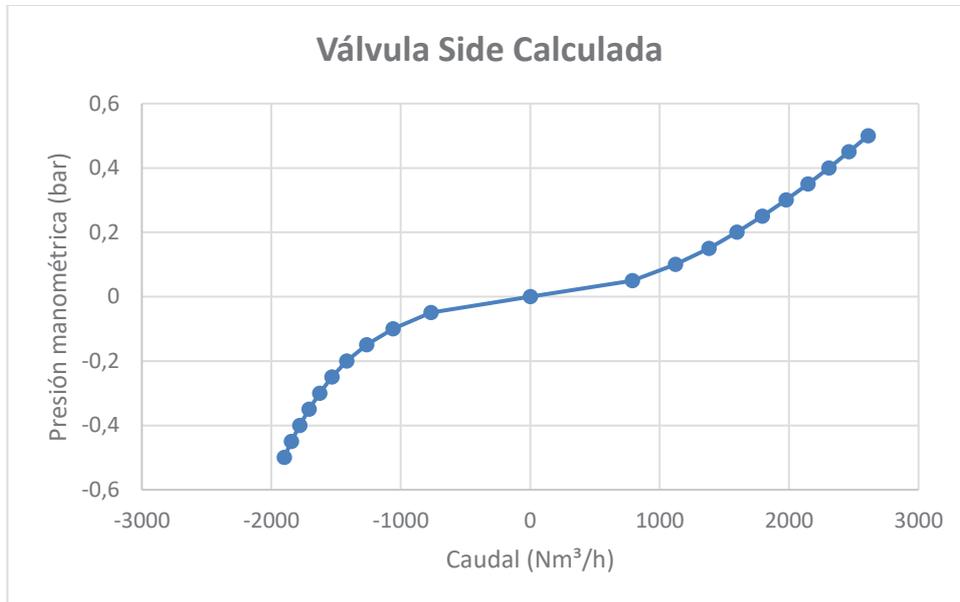
Tabla 9. Datos calculados válvula side.

$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$G_{\text{calculado}}$ (Kg/s) (½ de Side)	$Q_{\text{calculado Total}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
0,50	0,444	2610,22
0,45	0,419	2461,99
0,40	0,393	2307,59
0,35	0,365	2146,36
0,30	0,336	1975,50
0,25	0,305	1793,95
0,20	0,272	1597,17
0,15	0,235	1379,64
0,10	0,191	1122,26
0,05	0,134	789,65
-0,05	-0,131	-767,67
-0,10	-0,180	-1059,78
-0,15	-0,215	-1264,50
-0,20	-0,241	-1417,14
-0,25	-0,261	-1533,69
-0,30	-0,277	-1625,91
-0,35	-0,291	-1707,78
-0,40	-0,303	-1781,60
-0,45	-0,314	-1845,61
-0,50	-0,323	-1900,21

Para esta válvula, añadiendo el punto de presión manométrica nula, la curva característica queda como a continuación:

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---



*Figura 34. Curva característica calculada para válvula side.*

Por último, para la válvula de cerramiento tipo down, realizando los cálculos como para la última válvula (side) y con las mismas presiones manométricas de cálculo se obtienen los datos presentados en la tabla 10.

Tabla 10. Datos calculados válvula down.

$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$G_{\text{calculado}}$ (Kg/s) (½ de Down)	$Q_{\text{calculado Total}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
0,50	0,381	2237,94
0,45	0,358	2105,81
0,40	0,335	1968,75
0,35	0,311	1825,63
0,30	0,285	1675,22
0,25	0,258	1514,94
0,20	0,229	1342,90
0,15	0,196	1152,24
0,10	0,159	932,36
0,05	0,111	653,29
-0,05	-0,119	-700,31
-0,10	-0,165	-971,44
-0,15	-0,199	-1168,40
-0,20	-0,226	-1326,21
-0,25	-0,246	-1446,00
-0,30	-0,265	-1558,49
-0,35	-0,279	-1637,60
-0,40	-0,290	-1706,19
-0,45	-0,300	-1763,50
-0,50	-0,307	-1803,29

Quedando de tal forma la curva característica como se observa en la figura 35.

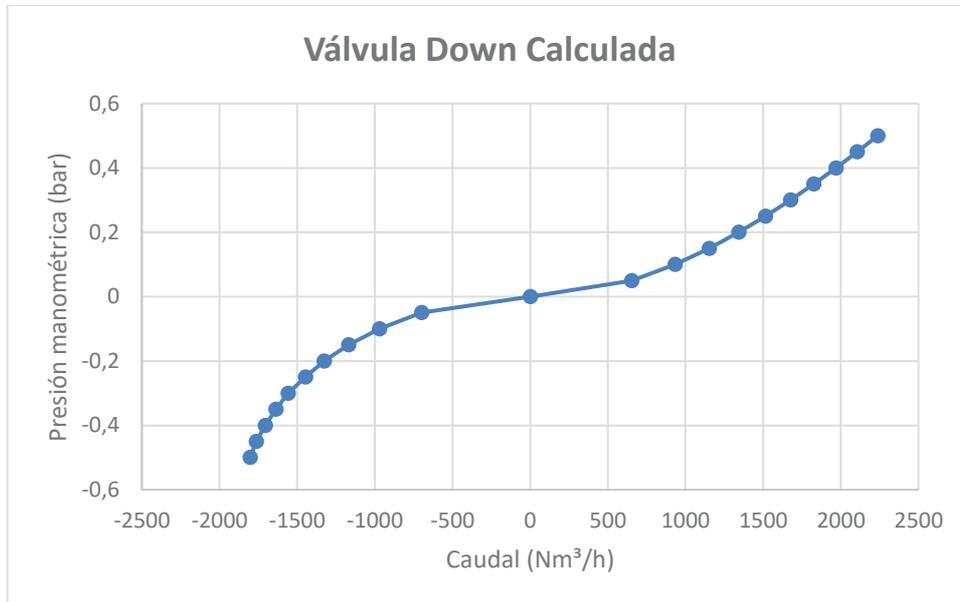


Figura 35. Curva característica calculada para válvula down.

Por lo tanto, se observa que al igual que en las anteriores la curva característica resultante tiene una forma adecuada y los caudales se encuentran en un rango de valores correcto.

A pesar de que en primera estancia los cálculos realizados para las tres válvulas proporcionen datos correctos, hace falta compararlos con los resultados reales de las curvas para confirmar la fiabilidad de las mismas.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## 6. Análisis de los resultados.

### 6.1 Resultados frente a los ensayos.

Para confirmar la fiabilidad de los resultados calculados mediante CFD hace falta compararlos con las curvas reales de cada válvula. Estas curvas reales se obtienen mediante ensayos realizados en los laboratorios especializados de Bermad. Los resultados de los ensayos de las válvulas realizados en el laboratorio de Israel se pueden observar a continuación en la tabla 11.

Tabla 11. Resultados de los ensayos.

Válvula Seta		Válvula Side		Válvula Down	
$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$Q_{\text{real}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)	$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$Q_{\text{real}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)	$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$Q_{\text{real}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
0,289	2295	0,254	2128	0,410	2262
0,227	1979	0,230	1995	0,367	2089
0,188	1780	0,203	1850	0,332	1978
0,105	1273	0,160	1610	0,289	1843
0,055	879	0,109	1280	0,246	1681
0,008	261	0,098	1200	0,199	1516
0,000	0	0,086	1110	0,109	1067
-0,059	-958	0,063	925	0,047	678
-0,105	-1225	0,047	805	0,012	248
-0,191	-1616	0,012	176	0,000	0
-0,289	-1828	0,000	0	-0,043	-733
-0,379	-1967	-0,010	-270	-0,105	-1077
-0,496	-2045	-0,039	-723	-0,188	-1369
-0,500	-2046	-0,059	-849	-0,293	-1607
-	-	-0,105	-1105	-0,398	-1743
-	-	-0,148	-1280	-0,488	-1812
-	-	-0,215	-1499	-0,492	-1809
-	-	-0,281	-1654	-	-
-	-	-0,348	-1751	-	-
-	-	-0,422	-1836	-	-
-	-	-0,488	-1879	-	-
-	-	-0,543	-1890	-	-

Estos datos proporcionan las curvas características reales de cada válvula. Dado que no se han obtenido los mismos puntos de la curva para los ensayos y los cálculos realizados, para comparar los resultados se observan ambas curvas, la real y la calculada de cada válvula.

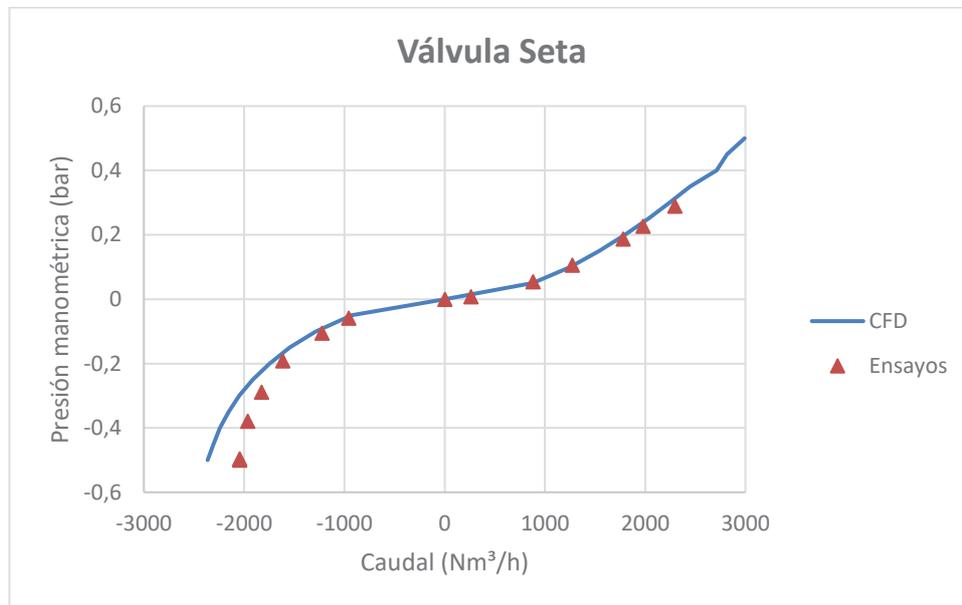


Figura 36. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula seta.

Para la válvula seta, cuya gráfica se observa en la figura 36, los resultados obtenidos durante la expulsión resultan bastante correctos ya que las curvas coinciden siguiendo el mismo camino por la línea de puntos. Para la admisión en cambio, las curvas se bifurcan obteniendo un mayor error a medida que la presión diferencial aumenta. En general, para la admisión dadas las presiones negativas suele ser más complicado el cálculo. Este error experimentado durante esta fase puede deberse al bloqueo sónico.

Utilizando la ecuación 30 y comparando los puntos de la curva de ensayo con los puntos más próximos calculados se obtiene una aproximación del error cometido. De esta manera, se comprueba que en la fase de admisión, el error va desde un 15% en los puntos a mayor diferencial de presión hasta un 3% en los puntos a menor depresión. Pese a que los puntos a mayor depresión contengan errores mayores del 10%, en general se trata de una buena aproximación ya que el resto de los puntos de trabajo contienen errores aceptables según la norma.

Por otro lado, los dos últimos puntos de la curva de ensayo no estarían bien definidos con la curva calculada. Este error se puede deber como ya se ha mencionado a que existe bloqueo sónico dado que al aumentar el diferencial de presión el fluido aumenta significativamente la velocidad y para diferenciales de -0,5 bar cambia su comportamiento.

Además, también es importante resaltar que, dada la gráfica en la etapa de expulsión, la curva del ensayo dispone de un menor rango de presiones manométricas dado que en esta si se define el cierre dinámico. Por tanto, la parte extra de la curva obtenida mediante cálculo computacional no estaría representando puntos de trabajo reales.

Para la válvula side se obtiene la comparación dada en la figura 37:

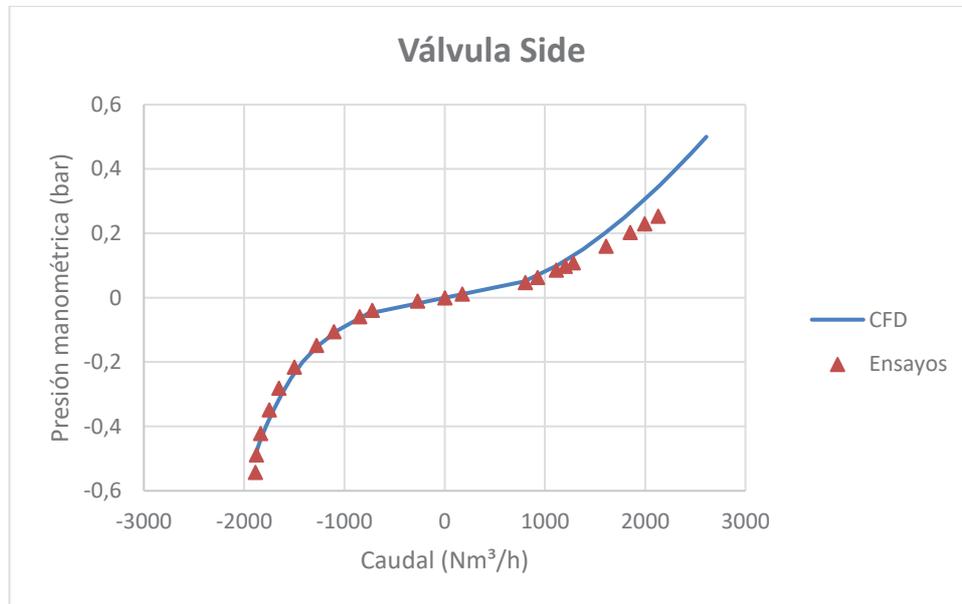


Figura 37. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula side.

En este caso, el error obtenido es mayor que en el de la válvula seta, y se presenta tanto para admisión como para la expulsión. En este caso se puede observar como la fase de admisión contiene un error prácticamente nulo dado que no se da bloqueo sónico.

Por otra parte, la fase de expulsión si que contiene un poco más de discrepancia con la curva calculada. Este error final resulta del cierre prematuro de la válvula. Si se realizara un mallado más detallado (no homogéneo) en las zonas próximas al flotador probablemente esta discrepancia se reduciría notablemente y sería posible obtener una aproximación más acertada.

Por último, para la válvula down obtenemos la gráfica de la figura 38.

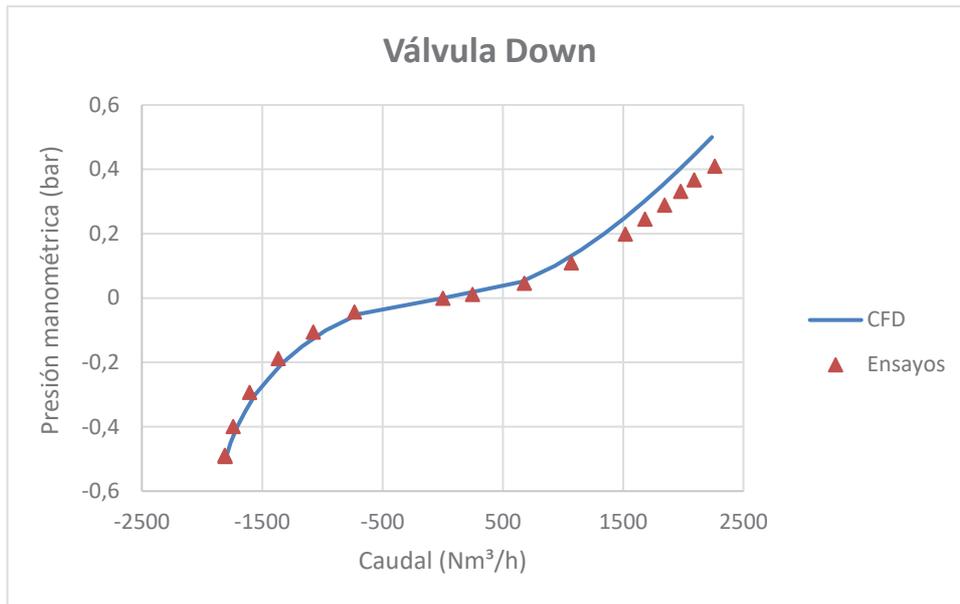


Figura 38. Diferencia de las curvas características calculada y real de la válvula down.

En este caso, se observa, al igual que en el anterior, una admisión con un error casi nulo dado que sigue la misma curva que la del ensayo, con lo cual se puede suponer que no se genera bloqueo sónico. Pero, al igual que en las otras dos válvulas, se observa una etapa de expulsión con un error que aumenta a medida que la presión manométrica se eleva. Esto es debido, como ya se ha comentado, al cierre prematuro que no se ha tenido en cuenta al realizar el mallado.

Se puede observar en las gráficas de las figuras 36, 37 y 38 que efectivamente el cierre dinámico está relacionado con la cantidad de caudal de aire que circula por la válvula. Para la válvula seta, cuya curva de ensayo corresponde con la figura 36, se puede apreciar que el caudal que circula para esa presión manométrica es algo mayor de 2000 Nm³/h, cosa que también se puede observar para las válvulas side y down que, aunque sea en puntos a presiones manométricas mayores, también experimentan el cierre dinámico para un caudal de alrededor del mismo valor.

Además, se puede confirmar que el cálculo mediante herramientas computacionales es un método fiable con el que se obtienen buenos resultados, pero obviamente hay que tener cuidado a la hora de realizar las etapas de la geometría y mallado para que las condiciones del problema computacional hagan justicia a las condiciones reales que se pretenden calcular. Además, es importante realizar un buen análisis posterior de los datos, siendo críticos, para que en caso de obtener grandes errores estos se puedan corregir rehaciendo las etapas y de esta forma obtener una curva característica de la válvula fiable.

Mediante el uso correcto de los CFD por tanto, se pueden obtener los cálculos de una manera mucho más económica que realizando los ensayos de laboratorio, cuyos resultados para el caso de la admisión dado que la metodología no está del todo definida generan duda en cuanto a la realidad de la curva que se obtiene.

## 6.2 Cálculo de las curvas características.

Como propuso M.J. González-Fuertes en su TFM “Desarrollo de una metodología de caracterización de válvulas de aire en admisión mediante técnicas computacionales” [3], vamos a proceder a obtener las curvas características mediante las ecuaciones anteriormente analizadas 17 y 18 para la obtención de las curvas teóricas en la fase de admisión y expulsión respectivamente. Para ello, se obtiene mediante un punto característico de cada válvula en cada fase, los respectivos coeficientes  $k_{adm}$  y  $k_{exp}$  de cada geometría, y posteriormente observamos si se puede obtener mediante la ecuación la curva calculada mediante CFD.

Para ello, se elige de cada volumen de cálculo un punto de los calculados para la expulsión y otro para la admisión. Es importante que el punto de cálculo sea representativo a la vez de que no genere un error frente a la realidad muy elevado.

Para la admisión de la válvula seta, se elige el punto calculado para una presión manométrica de -0,3 bar, ya que este es de un valor más o menos medio en el rango de trabajo y no presenta un error elevado frente a la curva de ensayo como se puede observar en la gráfica de la figura 36. Por lo tanto, haciendo uso de la ecuación 31, (obtenida a partir de la ecuación 17) se obtendrá el coeficiente de la admisión para esta curva:

$$k_{adm} = \frac{G_N}{\sqrt{7 \cdot p_{atm}^* \cdot \rho_{atm} \cdot \left[ \left( \frac{p_d^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,4286} - \left( \frac{p_d^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,714} \right]}} \quad (31)$$

En este caso, siendo  $p_a^* = 1,313 \text{ bar}$ ,  $p_{atm}^* = 1,013 \text{ bar}$  y  $G_N = 2049,97 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , se obtiene el coeficiente para la admisión  $k_{adm}$ . Con lo cual se obtienen los datos de la curva siguientes:

Tabla 12. Valores teóricos de la válvula seta para la fase de admisión.

<b>P<sub>manométrica</sub> (bar)</b>	<b>Q<sub>teórica</sub> (Nm<sup>3</sup>/h)</b>
-0,05	-985,36
-0,10	-1354,07
-0,15	-1608,64
-0,20	-1798,28
-0,25	-1942,14
-0,30	-2049,97
-0,35	-2127,36
-0,40	-2177,68
-0,45	-2202,98
-0,50	-2204,35

Con lo cual, la gráfica para la admisión teórica quedaría:

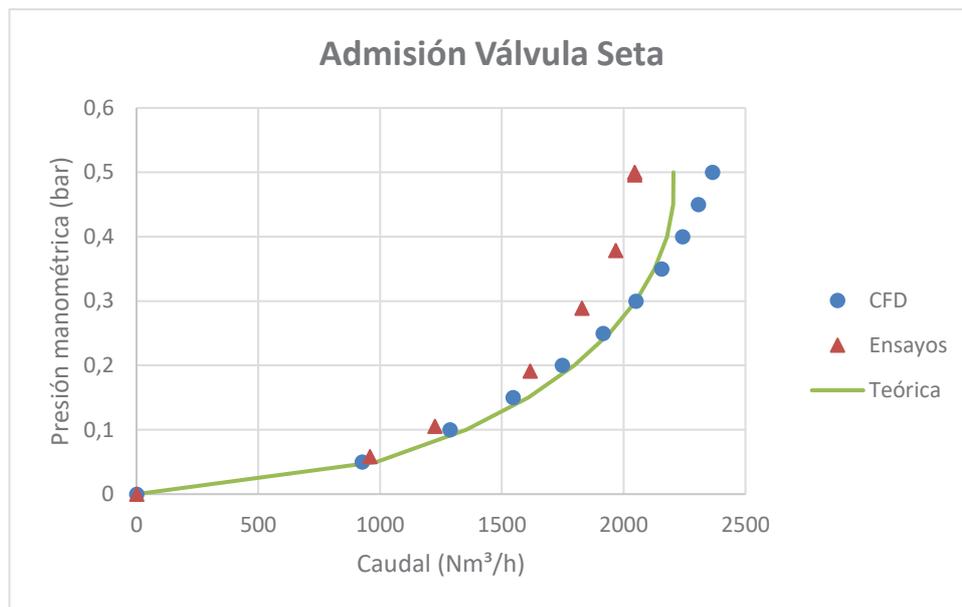


Figura 39. Curva característica teórica en la fase de admisión para la válvula seta.

Para la fase de expulsión, elegimos el punto con presión diferencial de 0,3 bar. Para calcular el coeficiente utilizamos la ecuación 32 que obtenemos de la ecuación 18:

$$k_{exp} = \frac{G_N}{\sqrt{\Delta p \cdot p_t^*}} \quad (32)$$

Por lo tanto, siendo  $G_N = 2243,11 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ,  $\Delta p = 0,3 \text{ bar}$  y  $p_t^* = 1,313 \text{ bar}$ , se obtiene el coeficiente para la expulsión  $k_{exp}$ . Y de este modo obtenemos haciendo uso de la ecuación 15 los siguientes puntos de la curva:

Tabla 13. Valores teóricos de la válvula seta para la fase de expulsión.

$P_{manométrica}$ (bar)	$Q_{teórica}$ (Nm³/h)
0,50	3108,58
0,45	2899,92
0,40	2686,94
0,35	2468,54
0,30	2243,11
0,25	2008,30
0,20	1760,37
0,15	1492,77
0,10	1192,35
0,05	823,97

Con lo cual, la curva característica en la fase de la expulsión de la válvula seta quedaría como se observa en la figura 40, siendo esta una aproximación muy buena a los datos calculados.

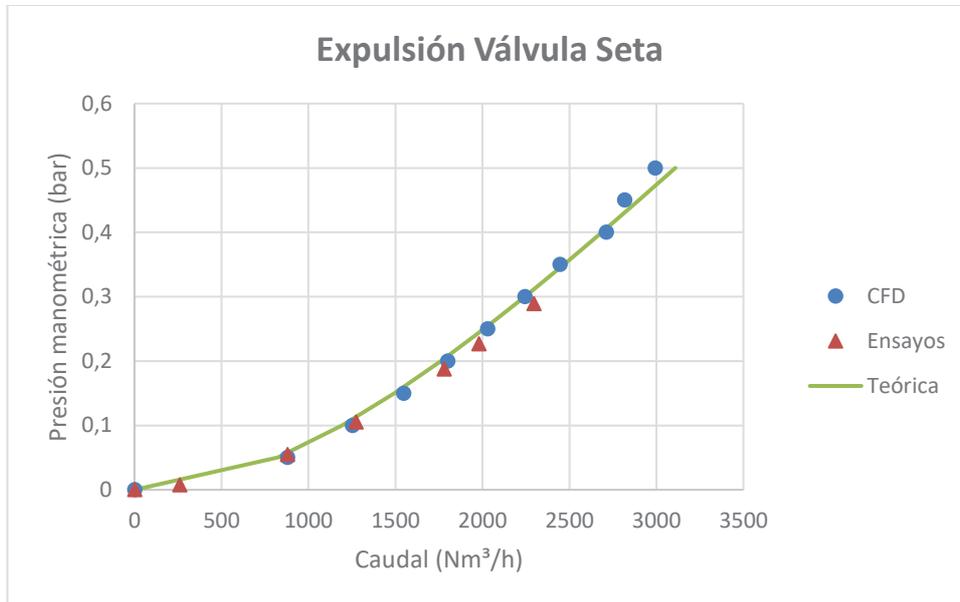


Figura 40. Curva característica teórica en la fase de expulsión para la válvula seta.

En el caso de la válvula side, se obtienen los coeficientes a partir de los puntos de presión manométrica -0,3 bar para la admisión y 0,3 bar para la expulsión obteniendo del mismo modo que para la anterior los coeficientes  $k_{adm}$  y  $k_{exp}$ . A partir de las ecuaciones 17 y 18 se obtienen los datos teóricos de la tabla 14.

Tabla 14. Valores teóricos de la válvula side.

$P_{\text{manométrica}}$ (bar)	$Q_{\text{teórica}}$ (Nm <sup>3</sup> /h)
0,50	2737,72
0,45	2553,95
0,40	2366,38
0,35	2174,03
0,30	1975,5
0,25	1768,71
0,20	1550,35
0,15	1314,68
0,10	1050,10
0,05	725,66
-0,05	-778,13
-0,10	-1069,29
-0,15	-1270,33
-0,20	-1420,08
-0,25	-1533,69
-0,30	-1618,84
-0,35	-1679,95
-0,40	-1719,69
-0,45	-1739,67
-0,50	-1740,76

De esta forma, como se puede observar en la figura 41, queda una curva muy aproximada a la calculada.

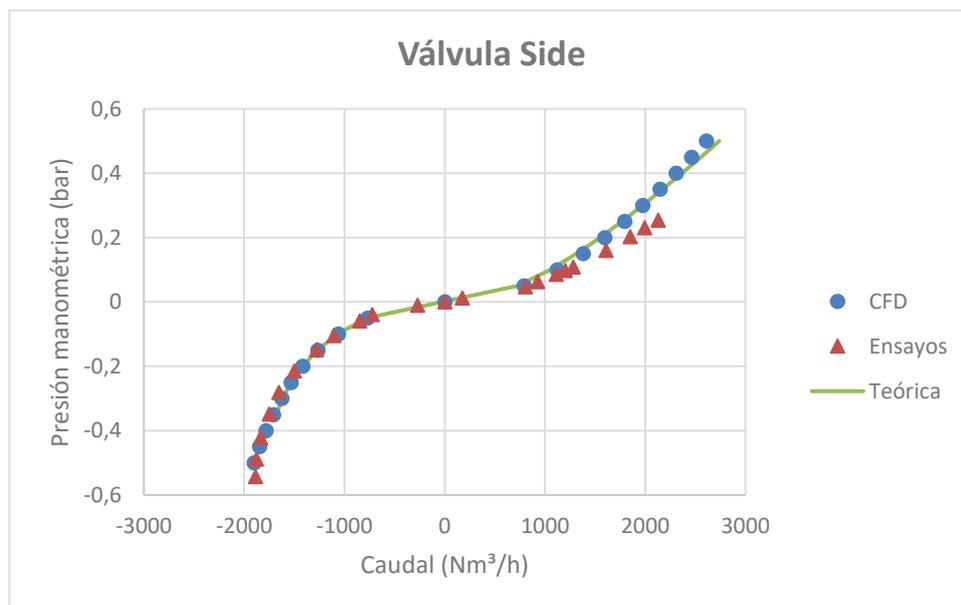


Figura 41. Curva característica teórica para la válvula side.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

Por último, para la ventosa de mecanismo de cerramiento down, obtenemos los puntos teóricos de la curva a partir de unos coeficientes de admisión y expulsión obtenidos en los puntos de  $-0,3 \text{ bar}$  y  $0,3 \text{ bar}$ .

*Tabla 15. Valores teóricos de la válvula down.*

<b>P<sub>manométrica</sub> (bar)</b>	<b>Q<sub>teórica</sub> (Nm<sup>3</sup>/h)</b>
0,50	2321,58
0,45	2165,74
0,40	2006,69
0,35	1843,57
0,30	1675,22
0,25	1499,86
0,20	1314,69
0,15	1114,84
0,10	890,48
0,05	615,36
-0,05	-749,12
-0,10	-1029,43
-0,15	-1222,97
-0,20	-1367,14
-0,25	-1476,51
-0,30	-1558,49
-0,35	-1617,32
-0,40	-1655,58
-0,45	-1674,82
-0,50	-1675,86

Quedando de esta forma el gráfico de la figura 42.

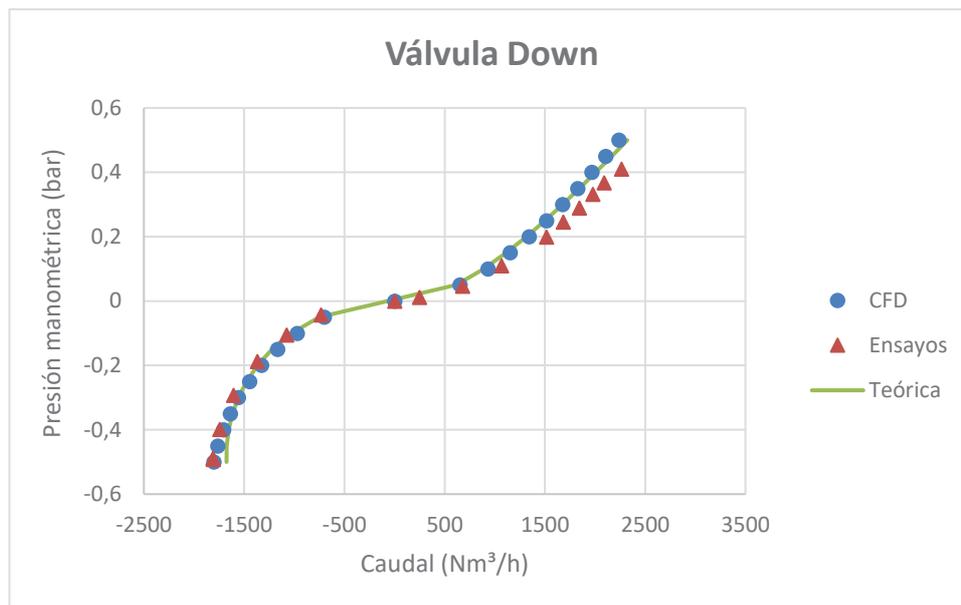


Figura 42. Curva característica teórica para la válvula down

Por tanto, dada la curva anterior teórica, se puede observar que la curva teórica se aproxima bastante a la calculada mediante CFD.

En conclusión, se podrían utilizar estas ecuaciones para reducir de forma drástica el tiempo de cálculo ya que solo haría falta calcular un punto de cada curva mediante cálculos computacionales y el resto se podrían obtener aplicando las ecuaciones 17 y 18. De esta forma, aunque algunas de las curvas teóricas difirieran un poco de las calculadas, dado que el error introducido es muy reducido y que el tiempo de cálculo es mucho menor, se podría implementar esta metodología. Se debería aplicar siempre al final un proceso de comprobación de los resultados observando que los cálculos estén en un rango adecuado y no contengan un error elevado frente a la realidad física de los puntos de trabajo.

## 7. Conclusiones.

Finalmente, podemos concluir que se han alcanzado los objetivos expuestos al inicio del documento. La realización del análisis 2D efectivamente sirvió de precedente para el análisis efectivo de las válvulas en tres dimensiones, produciendo un ahorro de gran cantidad de tiempo de cálculo. Se concluyó en el estudio de la geometría y mallado que estas etapas conformaban una de las partes más importantes de la resolución. Se confirmó que como regla general cuanto mayor número de celdas mejor resultado nos daba la resolución.

Como contrapunto, también es importante añadir que la calidad de la malla tiene una importancia enorme, es por ello que a pesar de que en el presente documento se realizó una discretización general del volumen de cálculo, en realidad el proceso de mallado también puede hacerse más en detalle imponiendo diferentes tamaños de celda a distintas superficies de la geometría. Si se hubiera realizado así, los errores de cálculo habrían disminuido principalmente en la fase de expulsión. Pero, es importante resaltar que mejorar los resultados de esta manera habría aumentado el tiempo de cálculo de forma aún más considerable y cada cálculo habría necesitado seguramente días para completarse.

Se obtuvieron las curvas características de las tres válvulas mediante el cálculo de varios puntos de trabajo. En general, la calidad de las curvas frente a los ensayos de laboratorio demuestra que esta metodología de caracterización es válida.

Por último, se probó por el método de M.J. González-Fuertes [3] a obtener las curvas y se comprobó que es un método más rápido y eficiente dado que se obtienen buenas aproximaciones solo realizando un único cálculo computacional.

Por lo tanto, comprobando cada objetivo específico:

- Se realizó el estudio previo de un modelo conceptual en dos dimensiones que permitió conocer la metodología más efectiva. Cabe destacar que, si este paso previo no se hubiera realizado, el tiempo de cálculo total del proyecto habría aumentado considerablemente. Si se hubiera calculado desde un principio con las geometrías en 3D se habría consumido más tiempo en los puntos extra erróneos de la primera aproximación.
- Se definió el volumen de cálculo para cada válvula en 3D. Para ello se realizaron modificaciones sobre los modelos de las válvulas. Además, se hizo uso de los planos existentes de simetría para cada geometría con lo cual se reducía bastante el volumen total a calcular de cada una.
- Se llevo a cabo un estudio previo del mallado sobre una de las válvulas obteniéndose la relación error y tamaño de malla o error y número de celdas. Con ello finalmente se eligió de manera eficiente un tamaño de celda para cada geometría teniendo en cuenta la calidad de resultado que proporcionaba y el tiempo de cálculo que generaba cada una (mayor tiempo cuanto menor el tamaño de celda). Además para una de las geometrías se paso la malla a poliédrica [3] para mejorar la calidad de la misma.

- El cálculo de varios puntos de trabajo para cada geometría permitió representar gráficamente las curvas características de las mismas. Con lo cual se pudo observar que los resultados seguían una tendencia correcta. Además, con la obtención de estas curvas se validó el modelo conceptual 2D realizado a partir de la válvula de cierre tipo seta.
- Se calcularon las características aplicando las fórmulas de admisión y expulsión como en la tesis de M. J. González-Fuertes. Con ello se observó que a partir del cálculo de un único punto de trabajo para cada fase de una válvula se podía obtener de manera bastante aproximada el resto de la curva.
- La realización de una comparación de las curvas calculadas mediante CFD con los puntos de ensayo dejó claro que los resultados obtenidos eran válidos. Además, gracias a la obtención de estas curvas se observó que efectivamente existe una diferencia apreciable en los resultados al aplicar distintos métodos de cierre para una misma válvula.

## Bibliografía

- [1] P. L. Iglesias-Rey, “Caracterización de ventosas”, Proyecto Operagua, Universidad Politécnica de Valencia.
- [2] P. L. Iglesias-Rey, V. S. Fuertes-Miquel, F. J. García-Mares, and J. J. Martínez-Solano, “Comparative study of intake and exhaust air flows of different commercial air valves,” *Procedia Eng.*, vol. 89, pp. 1412–1419, 2014.
- [3] M. J. González-Fuertes, “Desarrollo de una metodología de caracterización de válvulas de aire en admisión mediante técnicas computacionales”, Trabajo de Fin de Master, Universidad Politécnica de Valencia, Marzo 2018.
- [4] P. L. Iglesias-Rey, “Introducción a la mecánica de fluidos computacional”, Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universidad Politécnica de Valencia.
- [5] Universidad Politécnica de Valencia, Apuntes Mecánica de fluidos, Grado en ingeniería en tecnologías industriales.
- [6] J. A. Serrano-Rodríguez, “Ventosas”, Uralita sistemas de tuberías.
- [7] P. Castillo-Quílez, “Determinación de las características de una ventosa comercial mediante técnicas CFD”, Trabajo de Fin de Grado, Universidad Politécnica de Valencia, curso académico 2013-2014.
- [8] M. A. Monge-Redondo, “Diseño agronómico e hidráulico de riegos agrícolas a presión.”
- [9] M. A. Monge-Redondo, “El aire en las tuberías: Un problema que a veces es parte de la solución.”, agua, connecting water people.
- [10] M. A. Monge-Redondo, “El aire en las tuberías: Cálculo y dimensionado de ventosas”, agua, connecting water people.
- [11] A. Franco-Salas, L. Pérez-Urrestarazu, “Dispositivos hidráulicos auxiliares”, Hidráulica y riegos, Ingeniería agroforestal, Universidad de Sevilla.
- [12] A. Franco-Salas, L. Pérez-Urrestarazu, “Principios de la hidráulica”, Hidráulica y riegos, Ingeniería agroforestal, Universidad de Sevilla.
- [13] P. L. Iglesias-Rey, F. J. García-Mares, V. S. Fuertes-Miquel, F. J. Martínez-Solano, “Air Valves Characterization Using Hydrodynamic Similarity”.
- [14] S. García-Todolí, P. L. Iglesias-Rey, F. J. Martínez-Solano, V. S. Fuertes-Miquel, “Influence of the air valves characterization in admission processes during the emptying of pipes”.
- [15] S. García-Todolí, P. L. Iglesias-Rey, D. Mora-Meliá, F. J. Martínez-Solano, V. S. Fuertes-Miquel, “Computational Determination of Air Valves Capacity Using CFD Techniques”.
- [16] Bermad, water control solutions.

[17] Tecnoindustria, revista de publicación de noticias y artículos técnicos y económicos sobre diferentes Sectores Industriales, “Método aproximado nº 3: Flujo de fluidos en tuberías”, Flujo laminar y turbulento.

[18] El blog de Válvulas Arco, “Por qué se produce un golpe de ariete”.

[19] IRUA, Válvulas de altas prestaciones para redes de agua.

[20] SAINT-GOBAIN PAM, Soluciones completas de canalizaciones.

[21] AENOR, UNE-EN 1074, “Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación”. Abril 2001.

[22] Ansys Workbench, Products Release Notes.

## PRESUPUESTO

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## 1. Precios unitarios.

### 1.1 Hipótesis consideradas.

Para la obtención de los precios unitarios se han tenido en cuenta los tres tipos de recursos distintos que se han empleado para la realización del proyecto: la mano de obra, las licencias de software y la maquinaria.

En lo referente a la mano de obra, se deben considerar tres recursos: un ingeniero en tecnologías industriales licenciado, un catedrático de la universidad y un profesor asociado. Dado que el ingeniero es recién licenciado se considera un precio por hora estándar de su trabajo realizado de 20 €/h. En cuanto al catedrático, dado los datos del portal de transparencia de la UPV del 2019, el salario ganado en un año se coloca en 43045,94 €/año a lo cual se le añade el trienio mensual 45,29 €/mes, dos pagas extra de 27,95 € y otras dos pagas extra de 726,35. Con lo cual el sueldo de un catedrático al año es:

$$43045,94 \frac{\text{€}}{\text{año}} + 45,29 \frac{\text{€}}{\text{mes}} \cdot 12 \frac{\text{meses}}{\text{año}} + (27,95 + 726,35) \frac{\text{€}}{\text{extra}} \cdot 2 \frac{\text{extras}}{\text{año}} = 45098,02 \text{ €/año}$$

Teniendo en cuenta que el horario laboral de un profesor universitario es de unos 11 meses laborales al año, teniendo cada mes 4 semanas y además siendo el horario laboral de 8 horas al día durante 5 días a la semana queda:

$$\frac{45098,02 \text{ €}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{11 \text{ meses lab}} \cdot \frac{\text{mes lab}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 25,63 \text{ €/h.}$$

En lo referente al profesor asociado, el salario anual con 6 h/semana realizadas es de 7313,52 €/año. Por lo tanto, siguiendo la misma hipótesis anterior queda:

$$\frac{7313,52 \text{ €}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{11 \text{ meses lab}} \cdot \frac{\text{mes lab}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{6 \text{ horas}} = 27,71 \text{ €/h.}$$

En cuanto a las licencias de software, para la realización del trabajo se utilizaron cuatro licencias distintas: Ansys, Autodesk Inventor, Autodesk Autocad y Microsoft Office. A pesar de que se utilizó la versión de estudiante disponible en la UPV gratuita para todos los programas utilizados, se considera el precio de la licencia profesional para considerar el presupuesto real que tendría el proyecto en el mundo laboral. La licencia de Ansys tiene un coste de 20000 €/año. Por tanto, si tenemos en cuenta un horario laboral de 8 horas al día:

$$\frac{20000 \text{ €}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{12 \text{ meses}} \cdot \frac{\text{mes}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 10,42 \text{ €/hora.}$$

Del mismo modo se calcula el precio por hora de las otras licencias sabiendo que Autodesk Inventor tiene un coste de 2613,60 €/año, Autodesk Autocad cuesta 1698,84 €/año y el precio de Microsoft Office es de 8,80 €/mes. Por tanto quedan:

$$\text{Autodesk Inventor: } \frac{2613,60 \text{ €}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{12 \text{ meses}} \cdot \frac{\text{mes}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 1,37 \text{ €/hora.}$$

$$\text{Autodesk Autocad: } \frac{1698,84 \text{ €}}{\text{año}} \cdot \frac{\text{año}}{12 \text{ meses}} \cdot \frac{\text{mes}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 0,89 \text{ €/hora.}$$

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

Microsoft Office:  $\frac{8,80 \text{ €}}{\text{mes}} \cdot \frac{\text{mes}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 0,06 \text{ €/hora.}$

Por último, la maquinaria empleada para la realización del trabajo es un portátil lenovo ideapad 300. El precio de este portátil es de 578 € y se considera una vida útil de 4 años. Siguiendo la misma hipótesis anterior de 8 horas laborables al día durante 5 días a la semana se obtiene el precio por hora de dicha

maquinaria:  $\frac{578 \text{ €}}{4 \text{ años}} \cdot \frac{\text{año}}{12 \text{ meses}} \cdot \frac{\text{mes}}{4 \text{ semanas}} \cdot \frac{\text{semana}}{5 \text{ días lab}} \cdot \frac{\text{día lab}}{8 \text{ horas}} = 0,08 \text{ €/hora.}$

## 1.2 Cuadros de precios unitarios.

Siguiendo las suposiciones anteriores, el cuadro de precios unitarios queda:

Ref	Cantidad	Ud.	Descripción	Categoría	Precio
MO-ING	1	hora	Ingeniero graduado GITI	Mano de Obra	20,00
MO-CAT	1	hora	Catedrático de la UPV	Mano de Obra	25,63
MO-ASO	1	hora	Profesor asociado	Mano de Obra	27,71
LI-ANS	1	Hora	Licencia de Ansys	Licencia	10,42
LI-INV	1	hora	Licencia de Autodesk Inventor	Licencia	1,37
LI-AUT	1	Hora	Licencia de Autodesk Autocad	Licencia	0,89
LI-MIC	1	Hora	Licencia de Microsoft Office	Licencia	0,06
MQ-POR	1	hora	Portátil Lenovo ideapad 300	Maquinaria	0,08

Es importante recalcar que el precio que se asociará tanto a las licencias como a la maquinaria al realizar las mediciones corresponde a la amortización de las mismas.

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

## 2. Cuadro de precios descompuestos.

A continuación, se presenta el desglose del precio por capítulos:

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe
<b>CAPÍTULO 1: DOCUMENTACIÓN PREVIA</b>					
<b>CAP 1</b>	<b>h</b>	<b>Recopilación de la información</b>			
		Búsqueda de información y artículos relacionados con el documento y aprendizaje del funcionamiento del programa en profundidad.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
MO-CAT	h	Catedrático UPV	0,07	25,63	1,80
MO-ASO	h	Profesor asociado	0,04	27,71	1,11
LI-ANS	h	Licencia de Ansys	0,27	10,42	2,82
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	25,81	0,52
			<b>Coste Total</b>		<b>26,33 €/h</b>
Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe
<b>CAPÍTULO 2: REALIZACIÓN DEL PROYECTO</b>					
<b>CAP 2.1</b>	<b>h</b>	<b>Tratamiento y definición de la geometría.</b>			
		Modificaciones de las diferentes geometrías y generación de la geometría en 2D.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
LI-ANS	h	Licencia de Ansys	0,42	10,42	4,38
LI-INV	h	Licencia de Autodesk Inventor	0,42	1,37	0,58
LI-AUT	h	Licencia de Autodesk Autocad	0,17	0,89	0,16

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	25,20	0,51
			<b>Coste Total</b>		<b>25,71 €/h</b>
<b>CAP 2.2</b>	<b>h</b>	<b>Cálculo de los puntos de trabajo.</b>			
		Realización de los cálculos de los puntos de trabajo y la generación de tablas y gráficas con la información de los mismos.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	0,002	20,00	0,04
LI-ANS	h	Licencia de Ansys	1	10,42	10,42
LI-MIC	h	Licencia de Microsoft Office	0,007	0,06	0,01
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	10,55	0,22
			<b>Coste Total</b>		<b>10,77€/h</b>
<b>CAP 2.3</b>	<b>h</b>	<b>Comparación de los resultados.</b>			
		Comprobación mediante comparación con los resultados de laboratorio y cálculo de gráficas utilizando las ecuaciones características.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
LI-MIC	h	Licencia de Microsoft Office	1	0,06	0,06
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	20,14	0,41
			<b>Coste Total</b>		<b>20,55 €/h</b>
<b>CAP 2.4</b>	<b>ud</b>	<b>Tutorías de resolución de dudas.</b>			
		Tres reuniones de una hora para resolver alguna duda y comprobar que los resultados observados siguen un patrón adecuado.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
MO-CAT	h	Catedrático UPV	1	25,63	25,63
MO-ASO	h	Profesor Asociado	1	27,71	27,71

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

LI-ANS	h	Licencia de Ansys	0,34	10,42	3,55
LI-MIC	h	Licencia de Microsoft Office	0,34	0,06	0,03
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	0,67	0,08	0,06
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	76,98	1,54
			<b>Coste Total</b>		<b>78,52 €/ud</b>

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe
<b>CAPÍTULO 3: REDACCIÓN DEL DOCUMENTO</b>					
<b>CAP 3.1</b>	<b>h</b>	<b>Primer borrador.</b>			
		Primera redacción del documento, generación de tablas, gráficos, presupuestos y planos.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
LI-INV	h	Licencia Autodesk Inventor	0,005	1,37	0,01
LI-AUT	h	Licencia Autodesk Autocad	0,014	0,89	0,02
LI-MIC	h	Licencia de Microsoft Office	0,96	0,06	0,06
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	20,17	0,41
			<b>Coste Total</b>		<b>20,58 €/h</b>
<b>CAP 3.2</b>	<b>h</b>	<b>Revisión y modificaciones.</b>			
		Revisión del primer borrador y modificación de los errores que contuviera.			
MO-ING	h	Ingeniero graduado GITI	1	20,00	20,00
MO-CAT	h	Catedrático UPV	0,6	25,63	15,38
LI-INV	h	Licencia Autodesk Inventor	0,075	1,37	0,11

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

LI-MIC	h	Licencia de Microsoft Office	0,925	0,06	0,06
MQ-POR	h	Portátil Lenovo ideapad 300	1	0,08	0,08
	%	Costes Directos Complementarios	0,02	35,63	0,72
			<b>Coste Total</b>		<b>36,35 €</b>

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

### 3. Estado de mediciones.

Código	Unidad	Descripción	Cantidad	Precio	Importe
<b>CAPÍTULO 1: DOCUMENTACIÓN PREVIA</b>					
CAP 1	h	Recopilación de la información	30	26,33	789,90
			<b>Coste Total</b>		<b>789,90 €</b>
<b>CAPÍTULO 2: REALIZACIÓN DEL PROYECTO</b>					
CAP 2.1	h	Tratamiento y definición de la geometría.	24	25,71	617,04
CAP 2.2	h	Cálculo de los puntos de trabajo.	454	10,77	4889,58
CAP 2.3	h	Comparación de los resultados.	9	20,55	184,95
CAP 2.4	Ud.	Tutorías de resolución de dudas.	3	78,52	235,56
			<b>Coste Total</b>		<b>5927,13 €</b>
<b>CAPÍTULO 3: REDACCIÓN DEL DOCUMENTO</b>					
CAP 3.1	h	Primer borrador.	224	20,58	4609,92
CAP 3.2	h	Revisión y modificaciones.	40	36,35	1454,00
			<b>Coste Total</b>		<b>6063,92€</b>

#### 4. Presupuesto total.

Capítulo 1. Documentación previa.....	789,90 €
Capítulo 2. Realización del proyecto.....	5927,13 €
Capítulo 3. Redacción del documento.....	6063,92€
<b>PRESUPUESTO TOTAL DE EJECUCIÓN DEL MATERIAL.....</b>	<b>12780,95 €</b>
GASTOS GENERALES (6%).....	766,86 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (13%).....	1661,53 €
<b>PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....</b>	<b>15209,34 €</b>
IVA (21%).....	3193,97 €
<b>PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN.....</b>	<b>18403,31 €</b>

Por tanto, el presupuesto alcanza la cantidad de:

DIECIOCHO MIL CUATROCIENTOS TRES EUROS CON TREINTA Y UN CÉNTIMOS.

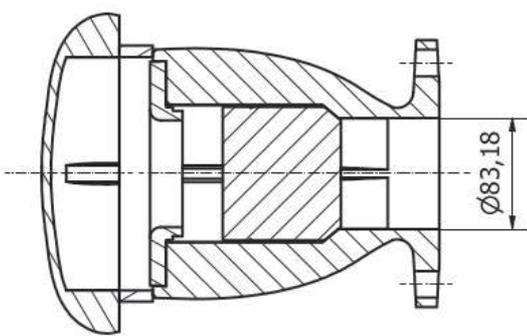
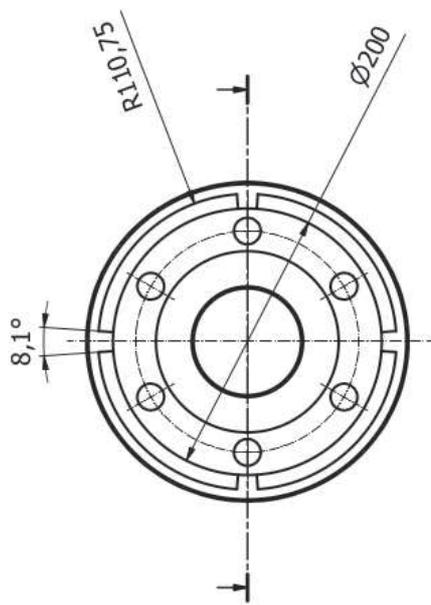
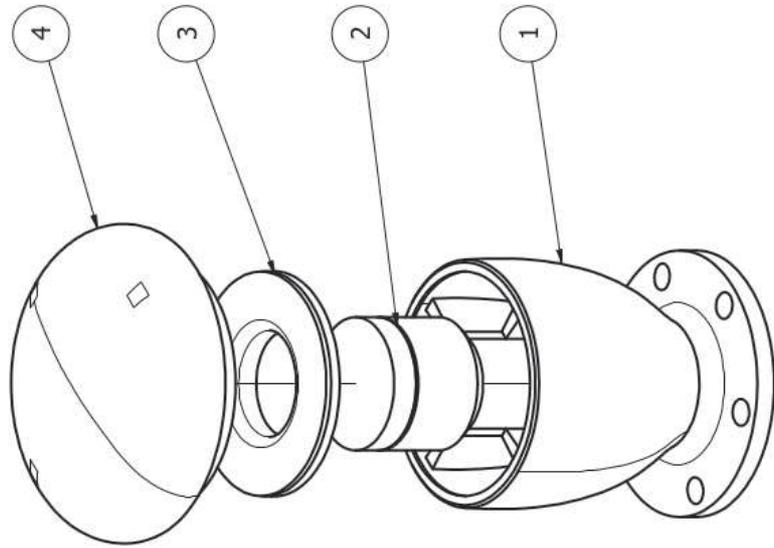
*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---

## PLANOS

*Caracterización del comportamiento de una ventosa de admisión y expulsión de aire de 80 mm de diámetro nominal con diferentes mecanismos de cierre.*

---



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	PIEZA
1	1	Cuerpo
2	1	Flotador
3	1	Arandela
4	1	Seta

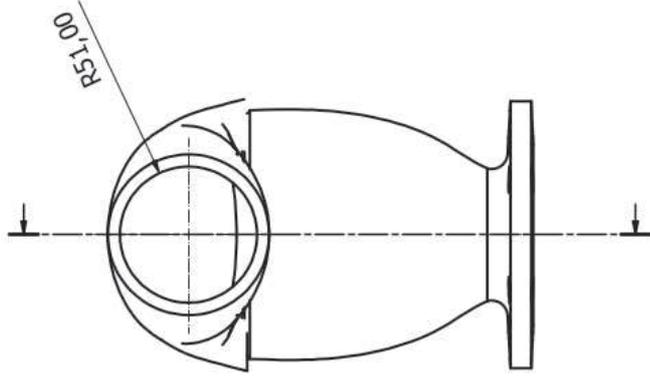
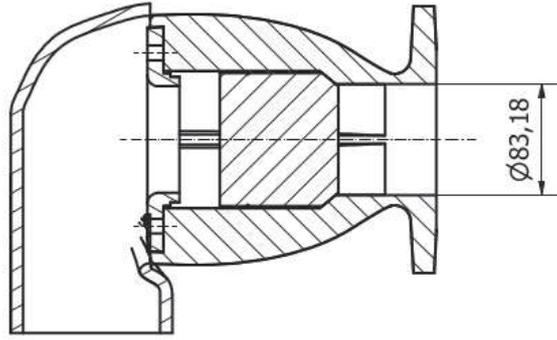
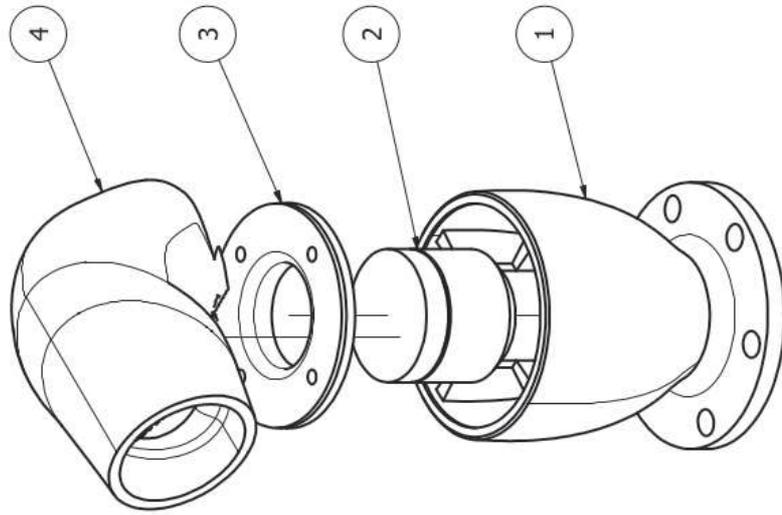


TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERIA EN TECNOLOGIAS INDUSTRIALES  
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  
 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA

Proyecto: CARACTERIZACIÓN DE VENTOSAS DE ADMISIÓN Y EXPULSIÓN DE AIRE DE DIÁMETRO NOMINAL 80 mm  
 Plano: Válvula Seta  
 AUBIC: Helena Viejo Hernández

Fecha: Junio 2019  
 Escala: 1:4  
 N° Plano: 1

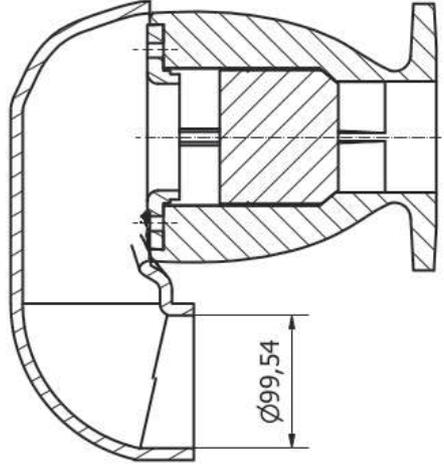
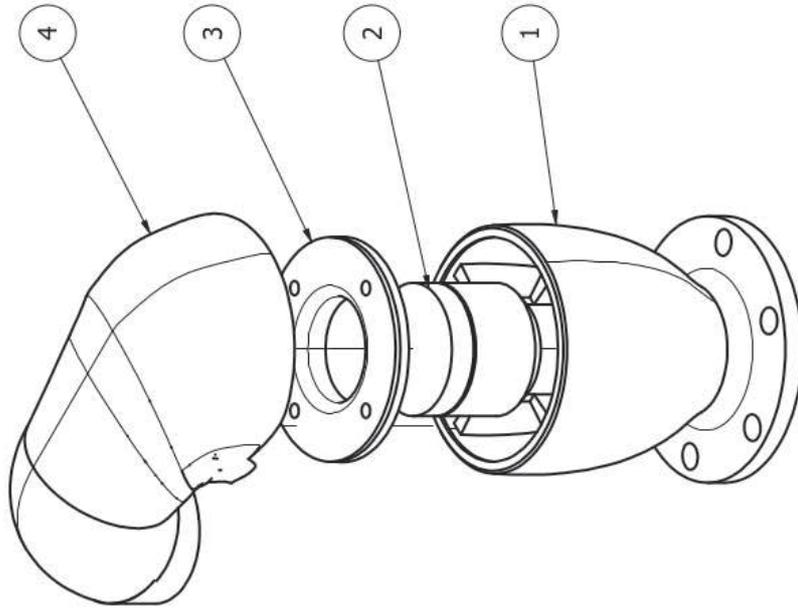
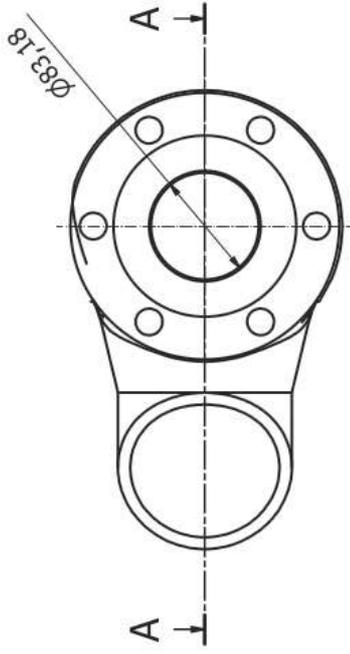




LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	PIEZA
1	1	Cuerpo
2	1	Flotador
3	1	Arandela
4	1	Sombrero2







LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	PIEZA
1	1	Cuerpo
2	1	Flotador
3	1	Arandela
4	1	Sombrero1

Proyecto: CARACTERIZACIÓN DE VENTOSAS DE ADMISIÓN Y EXPULSIÓN DE AIRE DE DIÁMETRO NOMINAL 80 mm

TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES



Plano: Válvula Down

Autor: Helena Viejo Hernández

Fecha: Junio 2019

Escala: 1:4

Nº Plano:

3

