

Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**

etsii UPCT

# SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DE TUBOS-ORIFICIO

Titulación: ITI MECÁNICA

Alumna: Sandra Correa Vicente

Directores: José Pérez García

Ruth Herrero Martín

Cartagena, 03 de Septiembre de 2014

Título: SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DE TUBOS-ORIFICIO

Autora: Sandra Correa Vicente

Directores: José Pérez García y Ruth Herrero Martín

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco, en primer lugar, a Pepe Pérez su tiempo y su paciencia en estos años.

Y por supuesto agradezco a mi familia todo su apoyo y comprensión, en especial a mi madre y a mi mujer: ¡lo hemos conseguido!

## GLOSARIO

$m$	Masa
$g$	Aceleración
$P$	Presión del fluido
$A$	Área
$Dx$	Incremento de distancia horizontal
$dh$	Diámetro hidráulico
$v$	Velocidad
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\nu$	Viscosidad cinemática
$Re$	Número de Reynolds
$K$	Coefficiente de pérdidas adimensional
$f$	Factor de fricción de Darcy
$Cd$	Coefficiente de descarga
$\beta$	Relación de diámetros
$\rho$	Densidad
$\tau$	Esfuerzo de cortadura
$Q$	Caudal volumétrico
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
$\Delta P$	Caída de presión
$\dot{m}$	Flujo de masa
G1	Geometría 1
G2	Geometría 2
G3	Geometría 3
G4	Geometría 4
G5	Geometría 5

## **ÍNDICE GENERAL**

AGRADECIMIENTOS.....	3
GLOSARIO.....	4
ÍNDICE GENERAL.....	5
CAPÍTULO 1. PLANTEAMIENTO.....	7
1.1 ANTECEDENTES.....	8
1.2 OBJETIVOS.....	8
1.3 FASES DEL PROYECTO.....	8
1.3.1 RESUMEN.....	8
1.3.2 FASES DEL PROYECTO.....	9
CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. SIMULACION NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DE UN TUBO-ORIFICIO.....	10
2.1 INTRODUCCIÓN.....	11
2.1.1. FLUIDOS Y EL CONTINUO.....	11
2.1.2 VISCOSIDAD.....	12
2.1.3 FLUIDOS VISCOSOS Y NO VISCOSOS.....	12
2.1.4 FLUJO COMPRESIBLE Y FLUJO INCOMPRESIBLE.....	13
2.1.5 CLASIFICACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS.....	13
2.1.6 DEFINICIÓN DE FLUIDO NEWTONIANO.....	14
2.1.7 COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS NO NEWTONIANOS.....	16
2.1.8 DESCRIPCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS MOVIMIENTOS DE UN FLUIDO.....	17
2.1.9 FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO.....	17
2.1.10 FÓRMULA DE FLUJO PARA CONDICIONES DE FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO.....	18
2.1.11 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS.....	19
2.1.2 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	21
2.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.3 GEOMETRÍA Y CASOS A ESTUDIAR.....	27
2.3.1 DATOS DEL ESTUDIO.....	27
2.3.2 CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	28
2.3.3 MEDIDAS DE LAS GEOMETRÍAS ESTUDIADAS.....	30
2.4 METODOLOGÍA DE MALLADO.....	32
2.5 MODELO MATEMÁTICO.....	34
2.5.1 LA ECUACIÓN DE CONTINUIDAD.....	34
2.5.2 LA ECUACIÓN DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO.....	35

2.5.3 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA MECÁNICA (ECUACIÓN DE BERNOULLI) .....	35
2.6 HIPÓTESIS DE SIMULACIÓN.....	36
2.6.1 INTRODUCCIÓN AL SOFTWARE DE SIMULACIÓN.....	36
2.6.2 CONDICIONES DE CONTORNO .....	37
2.6.3 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE MALLA .....	39
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	40
3.1 METODOLOGÍA DE PROCESADO DE RESULTADOS .....	41
3.1.1 ELECCIÓN DE LA LONGITUD AGUAS ABAJO DEL ORIFICIO .....	41
3.1.2 ELECCIÓN DE LAS SECCIONES DE PROMEDIADO.....	41
3.2 RESULTADOS OBTENIDOS .....	46
3.2.1 GEOMETRÍAS DEL ESTUDIO.....	46
CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES Y CONTINUIDAD DE LA INVESTIGACIÓN ...	56
FIGURAS .....	62
TABLAS.....	66
ECUACIONES.....	67

## **CAPÍTULO 1. PLANTEAMIENTO**

*1.1 ANTECEDENTES*

*1.2 OBJETIVOS*

*1.3 FASES DEL PROYECTO*

### **1.1 ANTECEDENTES.**

La empresa General Dynamic Santa Bárbara Sistemas mostró interés en colaborar con el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos para optimizar su proceso de producción. Una de las líneas de interés de la empresa es el modelado y simulación numérica del proceso de extrusión del producto final fabricado. El objetivo general era desarrollar una metodología de simulación numérica que permita conocer en profundidad la influencia de los diferentes parámetros de operación en el proceso de prensado y extrusión de un fluido No Newtoniano.

### **1.2 OBJETIVOS.**

El objetivo general del presente Proyecto Final de Carrera es desarrollar una metodología de simulación numérica que permita caracterizar el comportamiento del flujo en el interior de un tubo-orificio de geometría similar al utilizado en la prensa de extrusión.

El estudio se plantea inicialmente con un fluido Newtoniano incompresible, de manera que los resultados numéricos obtenidos puedan ser validados con datos experimentales publicados en la literatura abierta. Una vez validada la metodología de simulación y procesado de resultados ésta podrá ser utilizada con fluidos No Newtonianos.

### **1.3 FASES DEL PROYECTO**

#### **1.3.1 RESUMEN**

Existe un conocimiento muy amplio acerca del comportamiento del flujo de fluidos Newtonianos a través de orificios de borde afilado a altos números de Reynolds. Así, se tienen datos muy fiables que permiten correlacionar la caída de presión y el caudal a través de este tipo de elementos, que son utilizados entre otros; como dispositivos para producir una caída de presión controlada sin posibilidad de obstrucción total del flujo, o más habitualmente como instrumentos de medida del caudal.

En los últimos años también se ha intentado caracterizar el flujo a través de micro-miniorificios (Mini-orificios  $200 \mu\text{m} < D_h < 3 \text{ mm}$ , Micro-orificios:  $D_h < 200 \mu\text{m}$ ) utilizando fluidos newtonianos de muy baja viscosidad. Sin embargo, a pesar de esto el número de Reynolds en este tipo de dispositivos es muy bajo, obteniéndose un régimen denominado “creeping flow”.

Orificios de tamaño muy reducido pueden encontrarse en micro-dispositivos fluidos (MDF) y en biomecánica de fluidos. Por otro lado, el régimen denominado “creeping flow” también puede producirse en sistemas de potencia fluida oleohidráulicos como las servoválvulas y válvulas direccionales debido a la elevada viscosidad del fluido y en procesos de extrusión de sustancias y fluidos de comportamiento reológico complejo, tales como los fluidos No-Newtonianos.

La aparición de este tipo de régimen puede producir inestabilidades en el flujo que ocasionan mal funcionamiento del dispositivo, formación de burbujas y/o no uniformidad del producto final extrusionado. Por lo tanto es interesante conocer el comportamiento del flujo en este tipo de elementos, y la simulación numérica se presenta como la herramienta más adecuada para realizar estudios de tipo paramétrico que permiten determinar la influencia de las diferentes variables que intervienen en un problema dado.

El software comercial de propósito general FLUENT permite realizar la simulación de flujos utilizando fluidos Newtonianos y No-Newtonianos, y será utilizado en este Proyecto Final de Carrera para caracterizar el coeficiente de pérdidas de un fluido Newtoniano incompresible en función del número de Reynolds y de las características geométricas del tubo-orificio. Una vez validada la metodología esta podrá ser aplicada al estudio de fluidos No-Newtonianos.

### 1.3.2 FASES DEL PROYECTO

- Revisión bibliográfica acerca del comportamiento del flujo de fluidos Newtonianos en tubos-orificio.
- Definición de la metodología de simulación numérica:
  - Definición del dominio computacional y mallado.
  - Definición de las condiciones de contorno e hipótesis de simulación.
  - Estudio de sensibilidad y estimación de la incertidumbre de los resultados.
  - Procesado de resultados y validación de la metodología de simulación para un fluido Newtoniano incompresible de propiedades conocidas.
- Estudio paramétrico de la influencia del número de Reynolds y de la geometría del tubo-orificio.
- Obtención de correlaciones para el coeficiente de pérdidas en el tubo-orificio.

**CAPÍTULO 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.  
SIMULACION NUMÉRICA DEL FLUJO A TRAVÉS DE  
UN TUBO-ORIFICIO**

2.1 INTRODUCCIÓN.

2.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.3 GEOMETRÍA Y CASOS A ESTUDIAR

2.4 METODOLOGÍA DE MALLADO

2.5 MODELO MATEMÁTICO

2.6 HIPÓTESIS DE SIMULACIÓN

2.7 ESTUDIO PARAMÉTRICO

## 2.1 INTRODUCCIÓN

### 2.1.1. FLUIDOS Y EL CONTINUO

Un fluido se define como una sustancia que cambia su forma continuamente siempre que esté sometida a un esfuerzo cortante, sin importar lo pequeño sea. En contraste un sólido experimenta un desplazamiento definido (o se rompe completamente) cuando se somete a un esfuerzo cortante.

Al considerar varios tipos de fluidos en condiciones estáticas, algunos presentan cambios muy pequeños en su densidad a pesar de estar sometidos a grandes presiones. Invariablemente, estos fluidos se encuentran en estado líquido cuando presentan este comportamiento. En tales circunstancias, el fluido se denomina *incompresible* y se supone que su densidad es constante para los cálculos. El estudio de fluidos incompresibles en condiciones estáticas se conoce como *hidrostática*. Cuando la densidad no puede considerarse constante bajo condiciones estáticas como en un gas, el fluido se denomina *compresible* y, algunas veces, se utiliza el término *aerostática* para identificar esta clase de problemas.

La clasificación de compresibilidad dada anteriormente está reservada para estática. En *dinámica* de fluidos, los casos en los cuales la densidad puede tratarse como una constante involucran algo más que la naturaleza del fluido. En realidad, esto depende principalmente de un determinado parámetro de flujo (el número de Mach).

Por consiguiente, se habla de flujos incompresibles y compresibles, en lugar de fluidos incompresibles o compresibles. Cuando en un problema las variaciones en la densidad son insignificantes, los gases y los líquidos se analizan de la misma manera. Por ejemplo, para el flujo alrededor de cuerpos sumergidos por completo, las ecuaciones básicas para aerodinámica de bajas velocidades (por debajo de 300 millas/hora aproximadamente) son las mismas que para hidrodinámica. De hecho, es posible examinar algunas características de comportamiento de perfiles aerodinámicos de bajas velocidades en un túnel de agua.

Los fluidos están compuestos por moléculas con movimientos y colisiones constantes. Para ser exacto en un análisis, debería tenerse en cuenta la acción de cada molécula o grupo de moléculas en un flujo. Tales procedimientos se adoptan en la teoría cinética de los gases y en la mecánica estadística pero son, en general, demasiado complejos para utilizarlos en aplicaciones de ingeniería. En la mayor parte de los cálculos de ingeniería, el interés se centra en manifestaciones promedio medibles de muchas moléculas, como, por ejemplo, densidad, presión y temperatura. Estas manifestaciones pueden suponerse convenientemente como el resultado de una *distribución* continua hipotética de *materia*, conocida como el *continuo*, en lugar del conglomerado real complejo de las moléculas discretas. El concepto de continuo permite una gran simplificación en el análisis y se han utilizado ya en cursos anteriores de mecánica los conceptos de un cuerpo rígido o cuerpo perfectamente elástico.

El enfoque de continuo debe utilizarse sólo donde arroje resultados razonablemente correctos. Por ejemplo, el concepto de continuo no es válido cuando la trayectoria libre media de las moléculas es del mismo orden de magnitud que la longitud significativa más pequeña del problema. En tales circunstancias no pueden detectarse con facilidad las manifestaciones globales de las moléculas: por consiguiente la acción de cada molécula o grupo de moléculas es significativa y debe tratarse consecuentemente.

### 2.1.2 VISCOSIDAD

Si se considera la deformación de dos fluidos newtonianos diferentes, por ejemplo, glicerina y agua, se encontrará que se deforman con diferente rapidez para una misma fuerza cortante. La glicerina ofrece mucha mayor resistencia a la deformación que el agua; se dice entonces que es mucho más viscosa.

La viscosidad es una manifestación del movimiento molecular dentro del fluido. Las moléculas de regiones con alta velocidad global chocan con las moléculas que se mueven con una velocidad global menor, y viceversa. Estos choques permiten transportar cantidad de movimiento de una región de fluido a otra. Ya que los movimientos moleculares aleatorios se ven afectados por la temperatura del medio, la viscosidad resulta ser una función de la temperatura.

### 2.1.3 FLUIDOS VISCOSOS Y NO VISCOSOS

En un flujo no viscoso se supone que la viscosidad de fluido vale cero. Evidentemente, tales flujos no existen; sin embargo; se tienen numerosos problemas donde esta hipótesis puede simplificar el análisis y al mismo tiempo ofrecer resultados significativos. Dentro de la subdivisión de flujo viscoso se pueden considerar problemas de dos clases principales: Flujos llamados *incompresibles*, en los cuales las variaciones de densidad son pequeñas y relativamente poco importantes. Flujos conocidos como *compresibles* donde las variaciones de densidad juegan un papel dominante como es el caso de los gases a velocidades muy altas.

Por otra parte, todos los fluidos poseen viscosidad, por lo que los flujos viscosos resultan de la mayor importancia en el estudio de mecánica de fluidos.

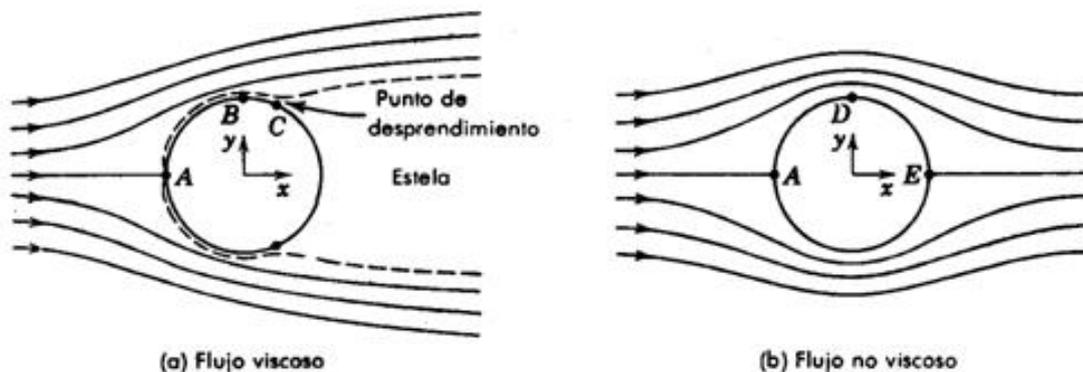


Figura 1: Flujos viscosos y no viscosos.

Se observa que las líneas de corriente son simétricas respecto al eje x. El fluido a lo largo de la línea de corriente central se divide y fluye alrededor del cilindro una vez que ha incidido en el punto A (punto de *estancamiento*). Se desarrolla una capa límite en las cercanías de la pared sólida del cilindro. La distribución de velocidades fuera de la capa límite se puede determinar teniendo en cuenta el espaciamiento entre líneas de corriente. Puesto que no puede haber flujo a través de una línea de corriente, la velocidad del fluido se incrementa en aquellas regiones donde el espaciamiento entre líneas de corrientes disminuye.

#### 2.1.4 FLUJO COMPRESIBLE Y FLUJO INCOMPRESIBLE

Aquellos flujos donde las variaciones en densidad son insignificantes se denominan *incompresibles*; cuando las variaciones en densidad dentro de un flujo no se pueden despreciar, se llaman *compresibles*. Casi todos los flujos líquidos son esencialmente incompresibles. Por otra parte, los flujos de gases se pueden considerar como incompresibles si las velocidades son pequeñas respecto a la velocidad del sonido en el fluido; la razón de la velocidad del flujo,  $V$ , a la velocidad del sonido,  $c$ , en el medio fluido recibe el nombre de número de Mach,  $M$ , es decir,  $M=V/c$ .

#### 2.1.5 CLASIFICACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS

El estudio de la respuesta de los fluidos sometidos a esfuerzos se conoce como *reología*. Los fluidos No Newtonianos son materiales viscosos en los cuales el esfuerzo cortante está relacionado con el gradiente de velocidad transversal,  $dV/dy$ , en una forma más complicada. La ley *de potencia* es una forma de describir el comportamiento de materiales viscosos. Para flujos paralelos está dada como:

$$\tau = k \left( \frac{dV}{dy} \right)^n$$

Ecuación 2.1: Ley de Potencia

Para un fluido newtoniano  $k = \mu$  y  $n = 1$ . Para otros valores de  $n$  se tendría un fluido no newtoniano.

Un fluido no newtoniano cuyo comportamiento se describe mediante la ecuación anterior con  $n < 1$  se conoce como *pseudoplástico*; (este nombre se origina porque con el incremento del gradiente de velocidad transversal,  $dV/dy$ , existe una curiosa disminución en la viscosidad efectiva). Es decir, con un incremento en el gradiente de velocidad transversal el líquido se adelgaza. En la siguiente figura se muestra la curva esfuerzo- gradiente de velocidad transversal. Muchos fluidos No Newtonianos son pseudoplásticos. Por otra parte, si  $n > 1$ , el fluido se conoce como *dilatante*; aquí el fluido se “engruesa” con un aumento en la tasa de corte.

Además, existen los llamados *materiales lineales de Bingham*, donde se presenta únicamente un desplazamiento finito para un esfuerzo cortante menor que un valor  $\tau_1$  y para el cual existe un comportamiento Newtoniano cuando el esfuerzo cortante es mayor que  $\tau_1$ . Este comportamiento se muestra en la siguiente figura. La ecuación correspondiente es:

$$\tau = \tau_1 + \mu_B \frac{dV}{dy}$$

Ecuación 2.2: Ecuación para explicar el comportamiento de los *materiales lineales de Bingham*.

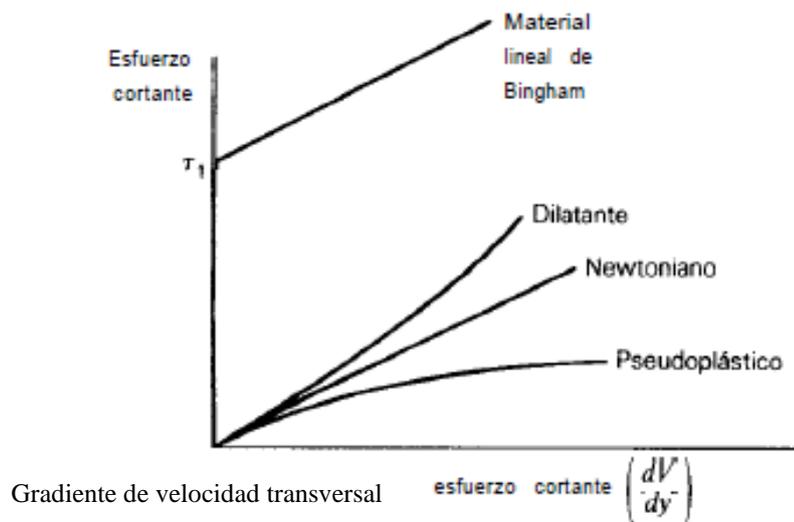


Figura 2: Comportamiento reológico de algunos fluidos.

Muchos fluidos poseen una combinación de características viscosas y elásticas, por lo que se conocen como materiales viscoelásticos. Por ejemplo, los plásticos a temperatura ambiente y bajo carga son fluidos viscoelásticos.

### 2.1.6 DEFINICIÓN DE FLUIDO NEWTONIANO

Considerar una capa delgada de un fluido contenida en dos planos paralelos una distancia  $dy$ , como se muestra en la Figura 2. Ahora, si en condiciones estables, el fluido se somete a una fuerza cortante por la aplicación de la fuerza  $F$  mostrada, ésta se equilibrará con una fuerza interna de fricción igual y opuesta en el fluido. Para un fluido Newtoniano incompresible en flujo laminar, el esfuerzo cortante resultante es igual al producto de la velocidad de deformación y la viscosidad del medio fluido. En este ejemplo, la velocidad de deformación puede expresarse como el gradiente de velocidad en dirección perpendicular a la fuerza de cortadura:

$$\frac{F}{A} = \tau_{yx} = \mu \left( -\frac{dV_x}{dy} \right) = \mu \gamma'_{yx}$$

Ecuación 2.3: Velocidad de deformación expresada como el gradiente de velocidad en dirección perpendicular a la fuerza de cortadura.

Nótese que el subíndice de  $\tau$  y de  $\gamma$  indica la dirección normal a la fuerza de cortadura, mientras el segundo subíndice indica la dirección de la fuerza y el flujo. Considerando que el equilibrio de una capa de fluido, puede fácilmente observarse que en cualquier plano de corte hay dos esfuerzos iguales y opuestos: uno positivo del movimiento del fluido lento y uno negativo del movimiento más rápido de la capa de fluido. El signo negativo de la parte derecha de la ecuación 2.10 indica que  $\tau_{xy}$  es una medición de la resistencia al movimiento.

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

Se puede ver también la situación desde un punto de vista diferente: para un fluido incompresible de densidad  $\rho$ , la ecuación 2.3 también puede escribirse como:

$$\tau_{yx} = -\frac{\mu}{\rho} \frac{d}{dy} (\rho V_x)$$

Ecuación 2.4: Velocidad de deformación para un fluido incompresible.

$\rho V_x$  es el momento en dirección x por unidad de volumen del fluido y  $\tau_{xy}$  representa el impulso de flujo en dirección “y” y el signo negativo indica que la transferencia del impulso ocurre en la dirección de la velocidad decreciente que también está en línea con la ley de Fourier de la transferencia de calor y la ley de Fick de transferencia de masa.

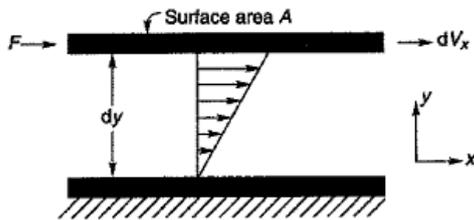


Figura 3: Representación esquemática de un flujo cortante unidireccional.

La constante de proporcionalidad,  $\mu$  (o el radio del esfuerzo de cortadura del rango de cortadura) que es llamada la viscosidad Newtoniana es, por definición, independiente del rango de cortadura ( $\dot{\gamma}_{yx}$ ) o del esfuerzo de cortadura ( $\tau_{xy}$ ) y depende sólo del material y de su temperatura y presión. El tramo de esfuerzo de cortadura ( $\tau_{xy}$ ) contra el rango de cortadura ( $\dot{\gamma}_{yx}$ ) de un fluido Newtoniano, llamado “reograma”, es por lo tanto una línea recta de la pendiente,  $\mu$ , y pasa por el origen; la constante,  $\mu$ , caracteriza así completamente el comportamiento de flujo de un fluido no Newtoniano a una temperatura y presión fijas. Los gases, los líquidos simples orgánicos, las soluciones de sales inorgánicas con bajo peso molecular, los metales fundidos y las sales son todos fluidos Newtonianos. El esfuerzo cortante – velocidad de deformación mostrado en la Figura 4 demuestra que el comportamiento de un fluido Newtoniano de aceite de cocina y de jarabe de maíz.

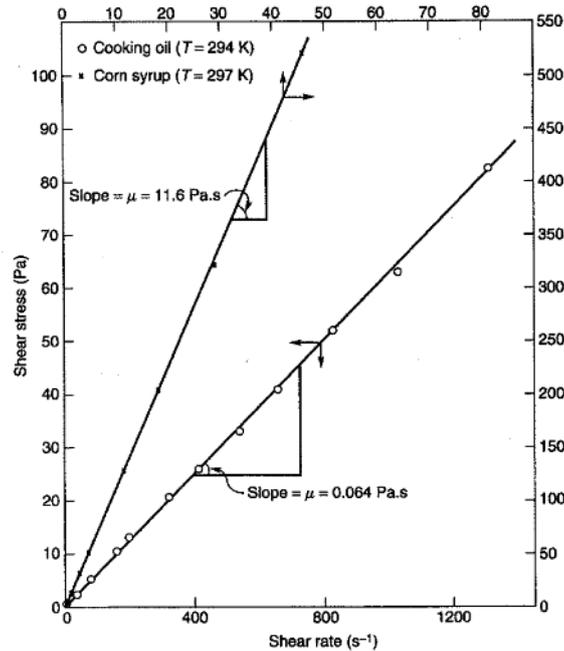


Figura 4: Datos típicos de esfuerzo de esfuerzo cortante – velocidad de deformación para aceite de cocina y jarabe de maíz.

### 2.1.7 COMPORTAMIENTO DE FLUIDOS NO NEWTONIANOS

Un fluido No Newtoniano es un fluido cuyo reograma (esfuerzo de cortadura versus velocidad de deformación) es no-lineal o no pasa por el origen. Tales materiales pueden ser convenientemente agrupados en tres clases generales:

- (1) Fluidos en los que el rango de cortadura en cualquier punto es determinado sólo por el valor del esfuerzo de cortadura en un punto en un instante; estos fluidos son conocidos como “*independientes del tiempo*”, “*puramente viscosos*”, “*inelásticos*” o “*fluidos Newtonianos generalizados*”.
- (2) Fluidos más complejos para los que la relación entre el esfuerzo de cortadura y el rango de cortadura dependen, adicionalmente, de la duración del cizallamiento y de su historia cinemática; son llamados “*fluidos dependientes del tiempo*”.
- (3) Sustancias que exhiben características de ambos fluidos ideales y de sólidos elásticos y mostrando recuperación parcial elástica, después de la deformación; estos fluidos son categorizados como “*fluidos visco-elásticos*”.

La mayoría de los materiales muestran a menudo una combinación de dos o de los tres tipos de características No Newtonianas. Generalmente, es posible identificar la característica No Newtoniana dominante y tomar ésta como la base para el posterior proceso de cálculo. Además, es conveniente definir una viscosidad aparente de estos materiales como el rango del esfuerzo de cortadura al rango de cortadura, aunque el último rango es función del esfuerzo de cortadura y/o del tiempo.

### 2.1.8 DESCRIPCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LOS MOVIMIENTOS DE UN FLUIDO

Dado que existen bastantes coincidencias entre unos y otros tipos de flujos, no existe una clasificación universalmente aceptada. Una posible clasificación es la siguiente:

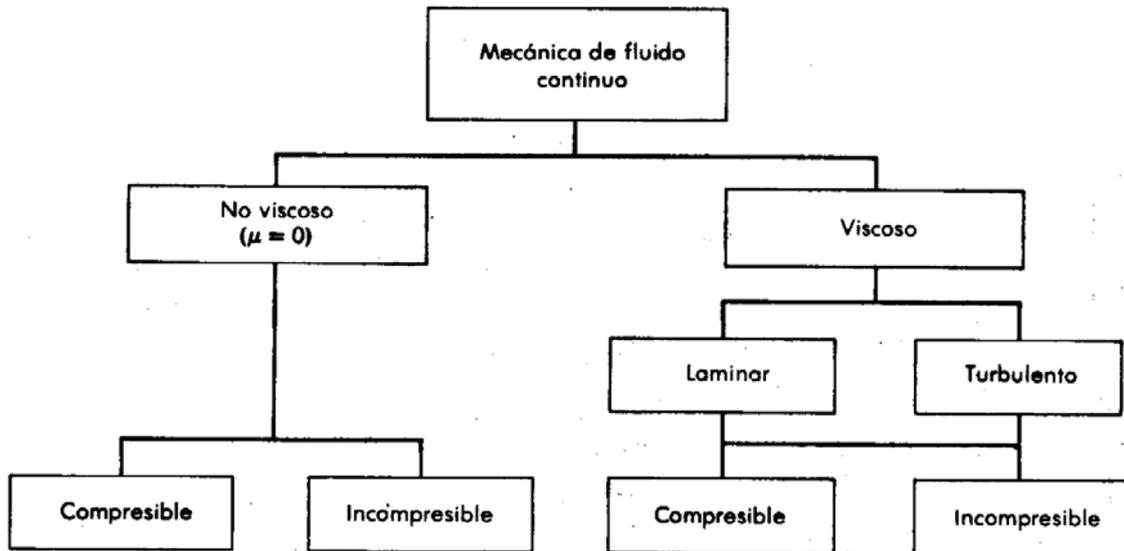


Figura 5: Descripción y clasificación de los movimientos de un flujo.

### 2.1.9 FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO

El flujo de fluido en tubos-orificio puede ser laminar o turbulento. En flujo laminar, cada partícula de fluido sigue una trayectoria bien definida, con velocidad sólo en la dirección del flujo. En flujo turbulento cada partícula de fluye en la dirección general del flujo, pero se somete a la fluctuación de velocidad de las corrientes transversales. Las ecuaciones para el cálculo de flujo en orificio son diferentes para flujo laminar y turbulento.

La determinación de flujo laminar o turbulento se realiza mediante el número de Reynolds, Re:

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} = \frac{v d_h}{\nu}$$

Ecuación 2.5: Cálculo del Número de Reynolds.

Para valores de Re bajos el flujo es laminar, para valores de Re mayores de 2300, el flujo es turbulento.

### 2.1.10 FÓRMULA DE FLUJO PARA CONDICIONES DE FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO

El coeficiente  $c_d$  representa las pérdidas de energía; depende de la restricción geométrica y del número de Reynolds, el cual caracteriza el modelo del flujo. A menudo se adopta un valor constante para las condiciones turbulentas. Sin embargo, es conocido que el coeficiente de descarga es una función no-lineal de  $\sqrt{Re}$ . Si el llamado diámetro hidráulico  $d_h$  del orificio es conocido, el número de Reynolds puede expresarse por el caudal volumétrico  $Q$ :

$$Re = \frac{d_h}{A \nu} Q$$

Ecuación 2.6: Cálculo del Número de Reynolds en función del caudal volumétrico.

En la ecuación anterior, la viscosidad cinemática,  $\nu$ , depende de la temperatura y la presión. A menudo se utiliza un valor promedio. Observando que el coeficiente de descarga es una función no-lineal del número de Reynolds, la tasa de flujo de volumen a través de un orificio se determina por la ecuación implícita no-lineal:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \text{ (donde } C_d \text{ depende del número de Reynolds)}$$

Ecuación 2.7: Tasa de flujo volumétrico a través de un orificio.

Un cálculo del caudal volumétrico basado en la ecuación anterior es costoso en cuanto a tiempo de cálculo ya que se requiere iteración numérica. Al observar el siguiente gráfico del coeficiente de descarga en función de la raíz cuadrada del número de Reynolds, se observa que la relación puede aproximarse por:  $c_d = k\sqrt{Re}$

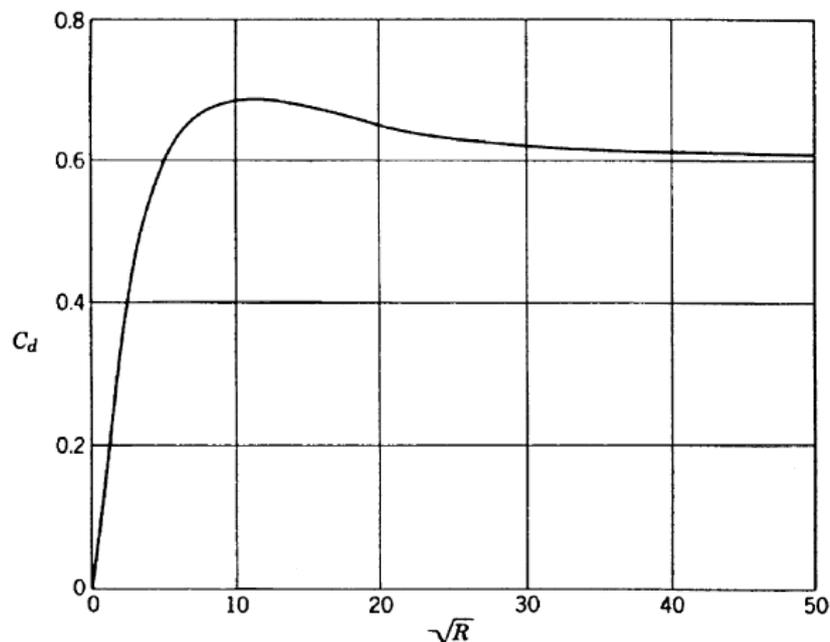


Figura 6: Coeficiente de descarga frente a la raíz cuadrada del número de Reynolds.

$k \in \mathbf{R}$ ,  $k > 0$ , para números de Reynolds bajos, y por una constante  $c_{turb}$  para valores de Reynolds elevados.

$$c_d = c_{turb} \approx 0.61$$

Al determinar el número de Reynolds en el que la característica lineal se cruza con el valor constante del coeficiente de descarga en la figura anterior ( $Rt$ ), podría aproximarse por una función lineal por tramos. Sin embargo, en el punto de transición  $Rt$  donde la relación cambia de una ecuación a otra, se tiene una discontinuidad en la derivada. Como una alternativa, se propone una aproximación empírica de la relación no-lineal  $c_d = f_1(\sqrt{Re})$  con las siguientes características [6]:

1. La aproximación se da por una simple relación para todos los números de Reynolds.
2. Para diferencias de presión pequeñas, se proporciona una relación lineal entre el flujo a través del orificio y la caída de presión. Para las condiciones de flujo turbulento, coincide con la raíz cuadrada característica convencional.
3. La transición de la región de flujo laminar a condiciones de flujo turbulento es suave.
4. Los parámetros empleados tienen un significado físico.

Una fórmula simple que cumple con los requisitos anteriores es:

$$c_d = \frac{c_{turb} \sqrt{Re}}{\sqrt{Re} + \sqrt{Rt}}$$

Ecuación 2.8: Cálculo del coeficiente de descarga.

$$c_d \approx \frac{c_{turb}}{\sqrt{Rt}} \sqrt{Re}$$

Ecuación 2.9: Cálculo del coeficiente de descarga para valores de  $Re$  pequeños.

Para números de Reynolds elevados  $Re \gg Rt$  se tiene  $c_d \approx c_{turb}$ . En este caso el coeficiente de descarga es una constante.

### 2.1.11 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS

El coeficiente de pérdidas,  $K$ , es adimensional y depende del tipo de accesorio (pieza singular), del número de Reynolds, de la rugosidad y hasta de la configuración antes del accesorio. Generalmente, en las singularidades se producen torbellinos que anulan los efectos de la viscosidad, por lo que se considera a  $K$  independiente del número de

Reynolds, salvo en aquellos casos en que el flujo se aproxima a las condiciones del régimen laminar.

### ➤ *Clasificación de los coeficientes de pérdidas*

**Clase 1:** El coeficiente de pérdidas está basado en datos experimentales normalmente de dos o más fuentes o de programas de investigación que han sido cotejados con otros trabajos. El coeficiente de pérdidas es considerado definitivo. En la práctica, debido a las severas restricciones impuestas en las condiciones de entrada y salida, la precisión geométrica y el rango del número de Reynolds sobre los que se han realizado pruebas, el coeficiente de pérdidas de Clase 1 generalmente no es directamente aplicable.

**Clase 2:** Los coeficientes de pérdidas son:

- Coeficiente de pérdidas derivado experimentalmente de programas de investigación aislados donde no es posible detallar la comprobación cruzada con otras fuentes.
- Coeficiente de pérdidas estimado a partir de dos o más programas de investigación cuyos resultados no están de acuerdo con la precisión experimental que podría esperarse.
- Coeficientes de pérdidas de Clase 1 convertidos para aplicar fuera de las limitaciones estrictas impuestas por los coeficientes de Clase 1 y sobre los que la información experimental está disponible para predecir los efectos de las condiciones de partida de la Clase 1.

**Clase 3:** El coeficiente de pérdidas en este caso es:

- Valores experimentales derivados de fuentes menos fiables.
- Coeficientes de pérdidas de Clase 1 y 2 convertidos para aplicar fuera del rango de aplicación y sobre los que hay poca información para predecir los efectos de las condiciones de partida bajo las que se derivaron.

### ➤ *Orificios largos de borde afilado*

Los coeficientes  $K_0$  en orificios de rango longitud/diámetro ( $L/D < 5$ ) para orificios largos de borde afilado se muestran en la siguiente figura para rangos de área diferentes. Los coeficientes se basan en la velocidad media en la tubería o en conducto y se aplican a números de Reynolds superiores a 1000. El número de Reynolds se basa en el diámetro del orificio y en la velocidad media en el orificio.

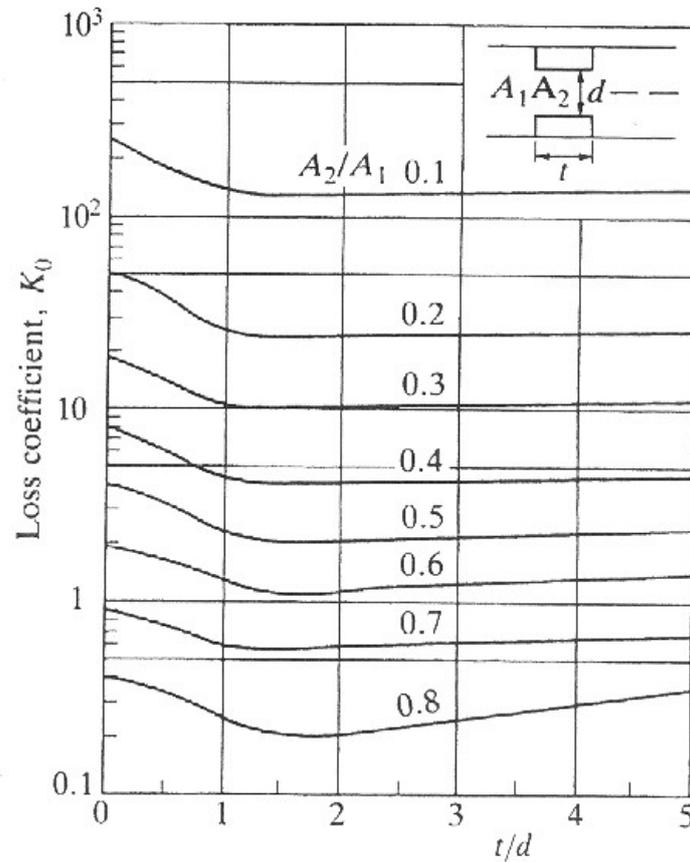


Figura 7: Coeficientes de pérdidas para orificios de borde afilado.

En el rango de relación longitud/diámetro de 0.1 a 0.8, las inestabilidades pueden ocurrir a causa del reacoplamiento del flujo intermitente. Si el orificio es mayor que 5 diámetros, deben agregarse las pérdidas de fricción en la longitud de más de 5 diámetros. Si la relación de área del orificio es menor que 0.4 es más apropiado para sumar las pérdidas para una contracción repentina, una pérdida de fricción y una expansión repentina.

Los orificios largos usados para la normalización del flujo se pueden reforzar para reducir la pérdida de carga y para mejora los perfiles de velocidad y turbulencia. Los cálculos se pueden realizar con la base de una repentina contracción más orificio de fricción más una expansión repentina.

### 2.1.2 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La dinámica de *fluidos computacional* se ocupa de obtener soluciones numéricas de problemas de flujo de fluidos mediante una computadora.

Los métodos de diferencia finita y volumen finito generan soluciones de las ecuaciones diferenciales parciales mediante los siguientes tres pasos principales:

1. **Discretizar el dominio.** El dominio espacial y temporal continuo del problema debe ser sustituido por uno discreto compuesto de superficies o volúmenes y

niveles de tiempo. La discretación ideal utiliza el menor número de elementos y niveles de tiempo para obtener soluciones con la precisión deseada.

- 2. Discretizar las ecuaciones diferenciales parciales.** Las ecuaciones diferenciales que rigen el problema deben ser reemplazadas por un conjunto de ecuaciones algebraicas aplicadas a los nodos de la malla en la que se divide el dominio computacional.

En situaciones ideales, las ecuaciones algebraicas conocidas como ecuaciones en diferencias finitas (FDEs) o ecuaciones para los volúmenes finitos (FVEs) que dependen de si se utilizaron métodos basados en diferencias finitas o volúmenes finitos para construirlas, deberán describir el mismo ámbito físico que el descrito por las ecuaciones diferenciales parciales regentes.

- 3. Especificar el algoritmo.** El procedimiento paso a paso mediante el cual se obtienen soluciones en cada nodo/celda del dominio computacional se deriva de las ecuaciones discretizadas en diferencias finitas o volúmenes finitos cuando se pasa de un nivel de tiempo al siguiente debe ser descrito en detalle. Idealmente, el algoritmo deberá garantizar no sólo soluciones precisas, sino también el menor coste computacional posible.

## 2.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

El presente estudio se ha basado, en parte, en las conclusiones obtenidas en los artículos de T.A. Jankowski [1], Hasegawa [5], Johansen [4], entre otros.

- El artículo de Jankowski se centra en estudios numéricos y experimentales para números de Reynolds bajos a través de tubos-orificios.

La caída de presión y tipo de flujo a través de orificios y tubos está normalmente representada en una de las tres formas siguientes, usando el coeficiente de pérdidas adimensional,  $K$ , el factor de fricción de Darcy  $f$  o el coeficiente de descarga  $C_d$ . Para flujo incompresible, las ecuaciones que relacionan la caída de presión y la velocidad vienen dadas por:

$$\Delta P = \frac{1}{2} K \rho v_0^2$$

Ecuación 2.10: Caída de presión en función del coeficiente de pérdidas adimensional,  $K$ .

$$\Delta P = \frac{1}{2} \left( f \frac{L}{D} \right) \rho v_0^2$$

Ecuación 2.11: Caída de presión en función del factor de fricción de Darcy,  $f$ .

$$v_0 = c_d \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho (1 - \beta^4)}}$$

Ecuación 2.12: Caída de presión en función del coeficiente de descarga,  $C_d$ .

Donde  $\Delta P$  es la caída de presión. De las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$K = f \frac{L}{D} = \frac{(1 - \beta^4)}{c_d^2}$$

Ecuación 2.13: Relación del coeficiente de pérdidas adimensional,  $K$ , con el factor de fricción de Darcy,  $f$ , y el coeficiente de descarga,  $C_d$ .

En este artículo, lo autores estudian la variación del coeficiente de descarga,  $C_d$ , en función del número de Reynolds, y de otros parámetros geométricos.

El coeficiente de descarga en conductos circulares tiende a 0.61 y es función del número de Reynolds en el orificio (ecuación 2.14), de la relación de diámetros (ecuación 2.15) y de la relación longitud-diámetro (ecuación 2.16):

$$Re = \frac{\rho d v_0}{\mu}$$

Ecuación 2.14: Número de Reynolds en el orificio.

$$\beta = \frac{d}{D}$$

Ecuación 2.15: Relación de diámetros.

$$\frac{L}{d}$$

Ecuación 2.16: Relación longitud-diámetro.

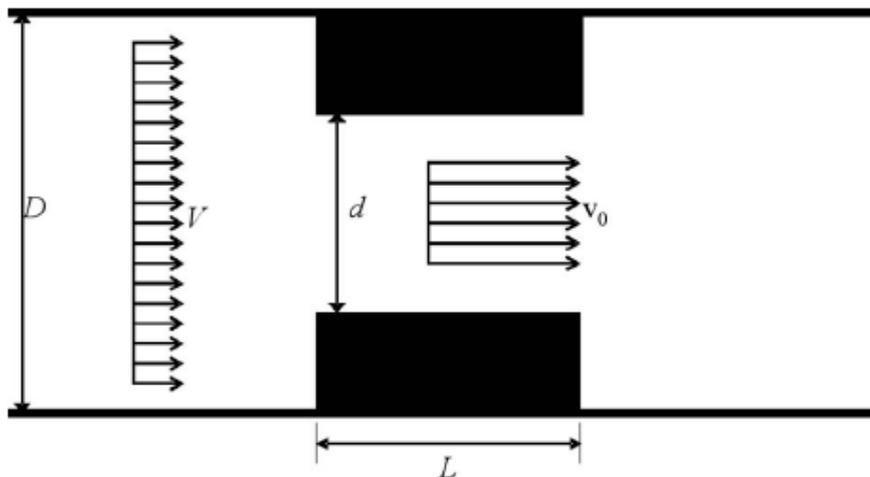


Figura 8: Parámetros geométricos de tubos-orificio.

o *Flujo a través de tubos-orificio ( $L/d > 0.125$ )*

En los experimentos llevados a cabo por Kiljanski [2], Hasegawa [5] y Phares [9], el coeficiente de descarga disminuye a partir del coeficiente de descarga esperado del orificio de borde afilado a medida que se incrementa la relación de longitud-diámetro del orificio. La disminución observada del coeficiente de descarga para tubos-orificio fue atribuida a la fricción a través de las paredes de orificios de longitud finita.

Los resultados obtenidos por Kusmanto [15] confirmaron que, como se esperaba, incrementando la relación de longitud-diámetro disminuye el coeficiente de descarga a causa de la fricción en los orificios de espesor finito.

Los coeficientes de descarga para orificios con números de Reynolds de 0 a 3000 y con relaciones de longitud-diámetro de 0 a 15 están representados en la siguiente figura.

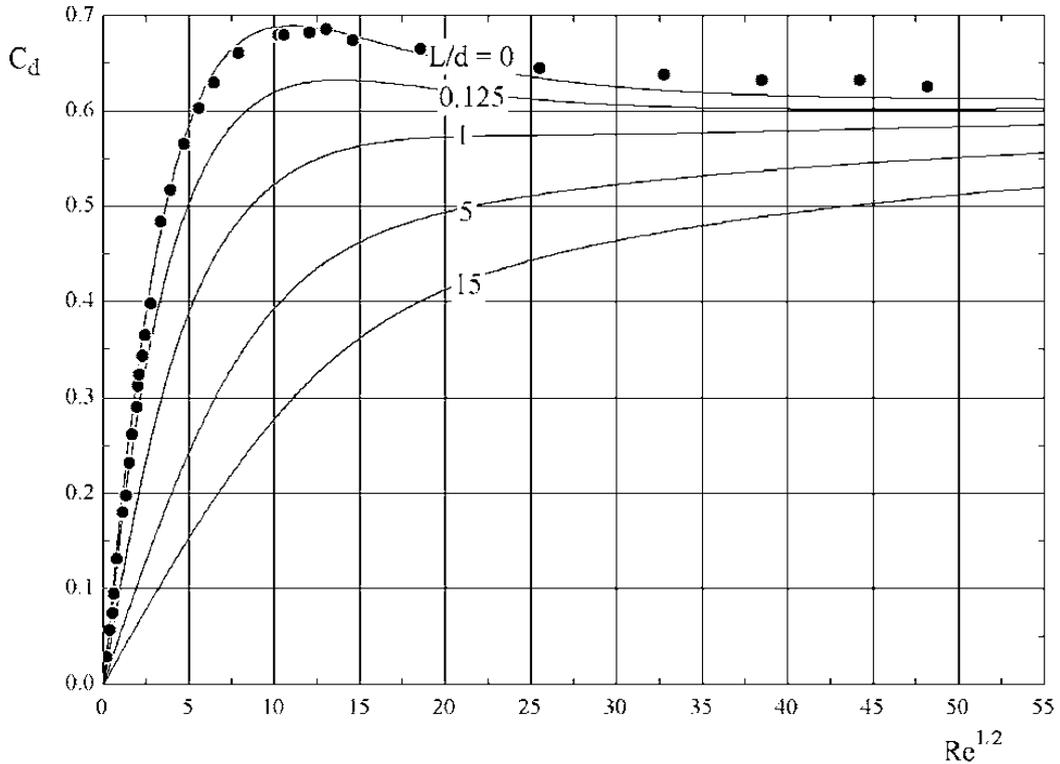


Figura 9: Coeficiente de descarga previsto por la ecuación 2.17 para orificios de borde afilado y para tubos-orificio con  $\beta \leq 0.25$ ; los datos de los puntos son de Johansen [4] para orificios de borde afilado ( $L/d=0$ ) con  $\beta=0.209$ .

El modelo presentado en la ecuación 2.17 es el modelo de pérdida de presión propuesta por Jankowski [1] para tubos-orificio, como combinación de la pérdida en el orificio más la pérdida por fricción en el tubo, y requiere datos empíricos para la evaluación del término  $c_d$  de orificios de borde afilado.

$$c_d = \left( \frac{1}{c_{d,s}^2} + f \frac{L}{d} \right)^{-1/2}$$

Ecuación 2.17: Coeficiente de descarga en orificios de borde afilado.

La Figura 9 y la ecuación anterior indican que el modelo de caída de presión desarrollado aquí se aplica en una amplia gama de números de Reynolds y predice apropiadamente el comportamiento del coeficiente de descarga para orificios de borde afilado para flujos con números de Reynolds bajos y elevados.

○ *Modelo de Coeficiente de Descarga*

Uno de los apartados del artículo en el que se centra la exposición, indica una serie de ecuaciones corregidas para el cálculo del coeficiente de descarga en orificios. Con ellas se ha obtenido un coeficiente de descarga para el caso en estudio, es decir  $L/d=4$ .

La ecuación para el cálculo del  $C_d$  global es función del  $C_d$  corregido, del factor de fricción y del parámetro  $\xi$ ; siendo las ecuaciones utilizadas las siguientes:

$$C_{d,s} = 0.6 \left[ 1 + e^{(-0.12\sqrt{Re_d})} - 2.16e^{(-0.26\sqrt{Re_d})} + 0.16 \left( 1 - \frac{\sqrt{Re_d}}{1 + \sqrt{Re_d}} \right) \right]$$

Ecuación para 3.2: Cálculo del coeficiente de descarga para orificios de borde afilado. [3]

$$f_D \frac{L}{D} = \frac{4}{Re_d} \frac{L}{d} \left( \frac{3.44}{\sqrt{\xi}} + \frac{16 + \frac{0.3125}{\xi} - 3.44\sqrt{\xi}}{1 + 2.12 \cdot 10^4 \xi^{-2}} \right)$$

Ecuación 3.3: Cálculo del coeficiente de fricción.

Donde:

$$\xi = \frac{L}{dRe_d}$$

El coeficiente de descarga global para flujo a través de tubos-orificio está determinado por la siguiente expresión:

$$C_d = \left( \frac{1}{C_{d,s}^2} + f_D \frac{L}{D} \right)^{-1/2}$$

Ecuación 3.4: Coeficiente de descarga global para flujo a través de tubos-orificio.

○ *Conclusiones.*

Los datos numéricos y experimentales para el coeficiente de descarga para flujos a través de tubos-orificio se han correlacionado a un modelo simple de caída de presión. El flujo a través de tubos-orificio puede representarse como una caída de presión a través de orificios de borde afilado en serie con la pérdida de presión que se produce en flujo desarrollado en un tubo. Este modelo simple ha sido validado con datos numéricos y experimentales para números de Reynolds mayores de 3000 y con relaciones de longitud-diámetro mayores a 15. Este modelo general podría extenderse fácilmente a considerar una serie de efectos geométricos, como los orificios no circulares y los bordes de entrada con radios no nulos.

## **2.3 GEOMETRÍA Y CASOS A ESTUDIAR**

### **2.3.1 DATOS DEL ESTUDIO**

En primer lugar, se ha generado un dominio computacional que representa uno de los orificios del plato perforado por el que se extruye el producto. De esta manera lo que se estudia es un modelo simplificado (de un orificio) del plato con múltiples perforaciones. Posteriormente, se ha procedido a la búsqueda de sus medidas óptimas para la obtención de las propiedades requeridas y la validación del procedimiento llevado a cabo.

Una vez validada la geometría, se ha evaluado la influencia de los parámetros de operación en las diferentes zonas de la geometría de pretensado.

El fluido de interés es No Newtoniano, sin embargo el estudio se ha realizado con dos fluidos Newtonianos incompresibles (aire y agua) para poder validar los resultados numéricos con datos experimentales y posteriormente proceder a la simulación con fluidos No Newtonianos.

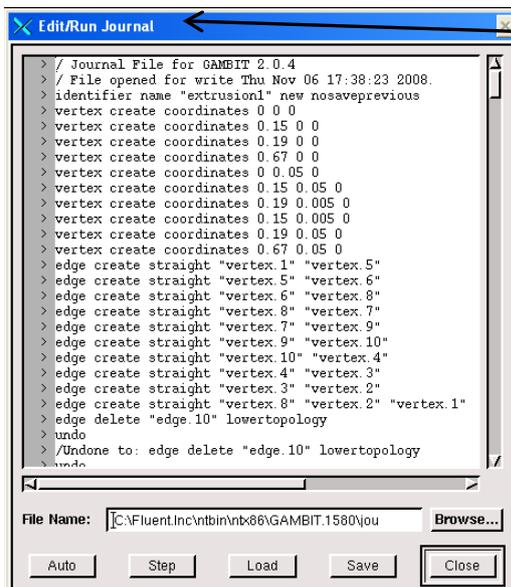
- Se ha estudiado la evolución del coeficiente de descarga en función del número de Reynolds.
- El estudio se ha basado en simular los casos variando la velocidad en el conducto (condición de contorno), desde aproximadamente  $v_0 \approx 10^{-07}$  m/s hasta  $v_0 \approx 0.9$  m/s, es decir, desde  $Re \approx 0.01$  (en el interior del orificio y para la geometría G1, Tabla 4) hasta  $Re \approx 900000$ .
- Se han estudiado diferentes condiciones de contorno y finalmente se ha optado por simular los casos con agua con la condición de contorno de salida “outflow” y los casos con aire con la condición de salida “pressure-outlet”.

### 2.3.2 CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA

#### 2.3.2.2 Primera hipótesis

Para la creación de la geometría requerida, en un primer momento se pensó que sería conveniente parametrizar el modelo con Gambit, debido a que a partir de éste se podrían obtener, de una forma relativamente más sencilla, el resto.

Parametrizar una geometría consiste en crear una serie de parámetros, tales como “height” y “width”, y con ellos definir un sistema de referencia por cada medida a modificar. De esta manera si se quiere crear una geometría similar a otra pero variando una serie de medidas, con ir al “journal” de la primera geometría y modificarlas es suficiente y no es preciso generar una nueva geometría desde el principio.



En el “journal” se introducen los parámetros y se ponen los distintos sistemas de referencia en función de ellos.

Figura 10: Ventana de edición del “journal”

#### 2.3.2.2 Hipótesis adoptada

Se llegó a la conclusión de que no era necesario parametrizar la geometría debido a la simplicidad de ésta. Con lo que se ha realizado un primer modelo para el estudio y una vez que se han procesado los datos obtenidos con él, se ha procedido a la creación del resto variando algunas de sus medidas, tales como el diámetro exterior, la longitud, etc.

- A partir de los datos proporcionados por la empresa y los datos de referencia del artículo “A Series Pressure Drop Representation for Flow Through Orifice Tubes”, de T.A. Jankowski [1], se ha creado una primera geometría, de la siguiente forma:
  1. En primer lugar se han creado 16 vértices, que delimitan la geometría y las zonas donde se quiere controlar el tamaño de las celdas de la malla.

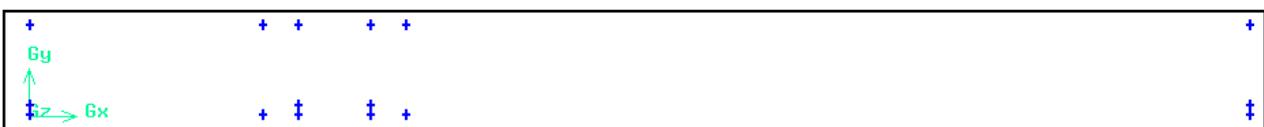


Figura 11: Puntos delimitadores de la geometría creados con Gambit [2].

Esto se realiza mediante la operación “GEOMETRY COMMAND BUTTON” y posteriormente en “VERTEX COMMAND BUTTON”, donde se escoge la opción de crear vértices. Dentro de esta opción, se selecciona el sistema de coordenadas, el tipo y las coordenadas “x”, “y” y “z” de los distintos vértices.

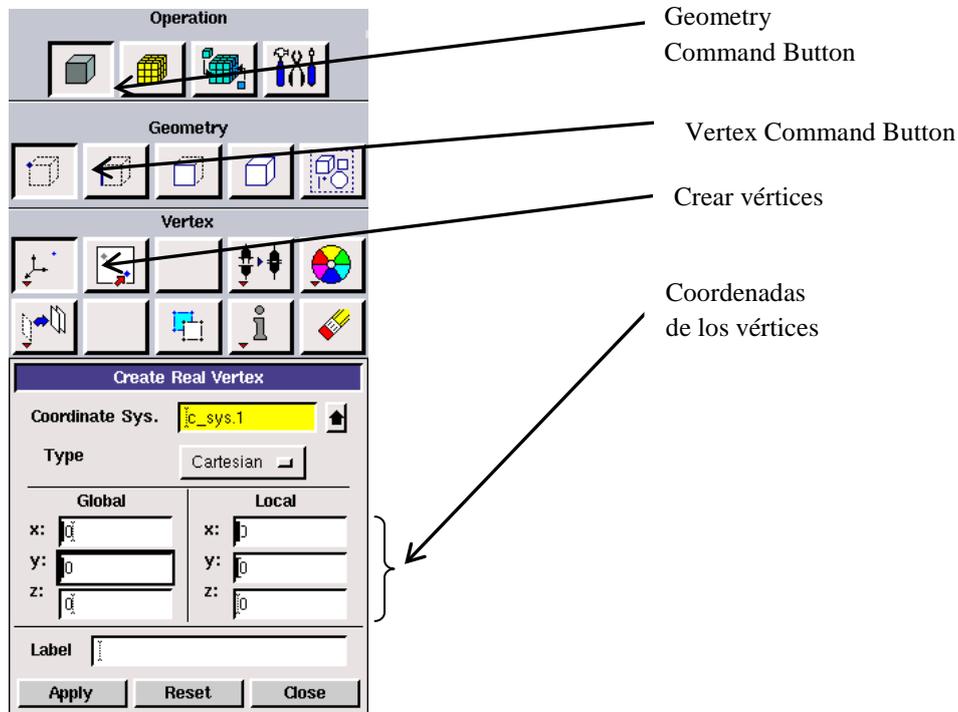


Figura 12: Ventana de operaciones de Gambit.

2. En segundo lugar, en la misma operación, se selecciona “EDGE COMMAND BUTTON”, dentro de esta opción se escoge crear vértices y se unen los vértices creados anteriormente. Una vez unidos, se selecciona “FACE COMMAND BUTTON” y dentro de la opción “formar cara”, se seleccionan todos los lados de la geometría cerrada y se crea una cara.

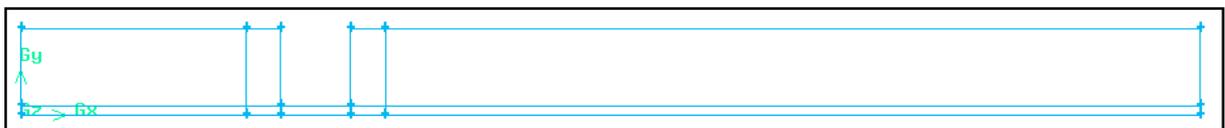


Figura 13: Geometría creada con Gambit.

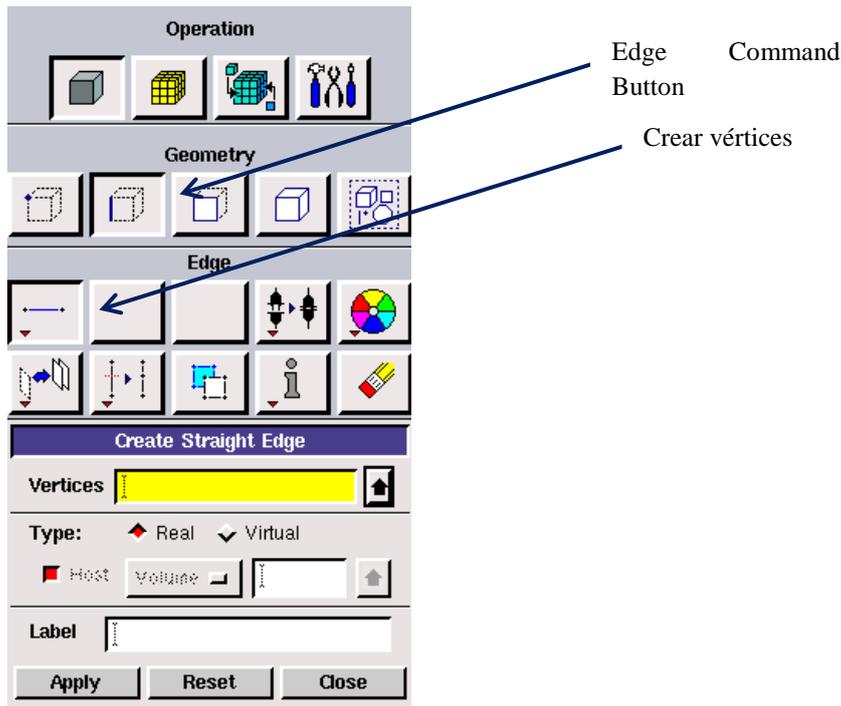


Figura 14: Ventana de operaciones de Gambit.

### 2.3.3 MEDIDAS DE LAS GEOMETRÍAS ESTUDIADAS

Se han creado una serie de geometrías iniciales para la validación de la metodología llevada a cabo, variando algunos parámetros para evaluar los resultados y valorar la influencia de cada variable, y así poder continuar el estudio paramétrico.

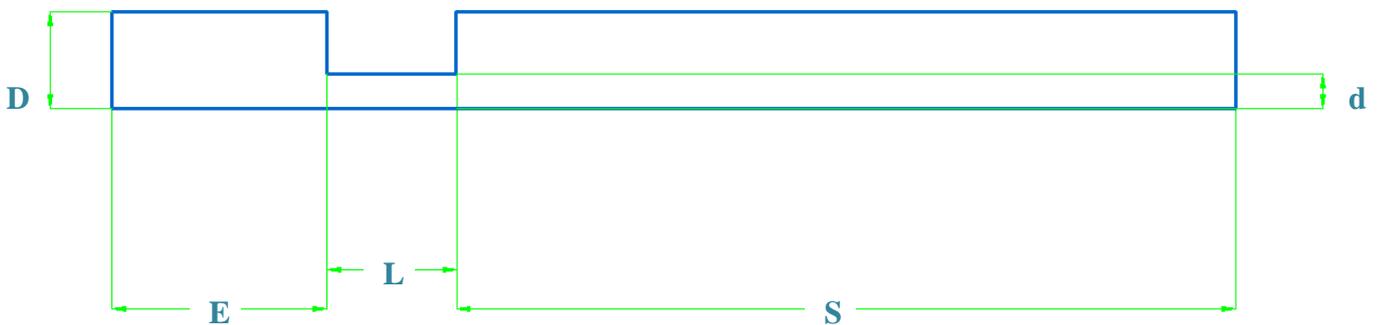


Figura 15: Delimitación de la geometría.

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

GEOMETRÍA	D	d	E	L	S	$\beta=d/D$	L/d
1	100	5	150	40	960	0.1	4
2	25	10	150	40	960	0.4	4
3	13.5	10	150	40	960	0.74074	4
Artículo	100	59.5	150	5.95	960	0.595	0.1

Tabla 1: Dimensiones de cada geometría para la validación de la metodología propuesta por Johansen [4].

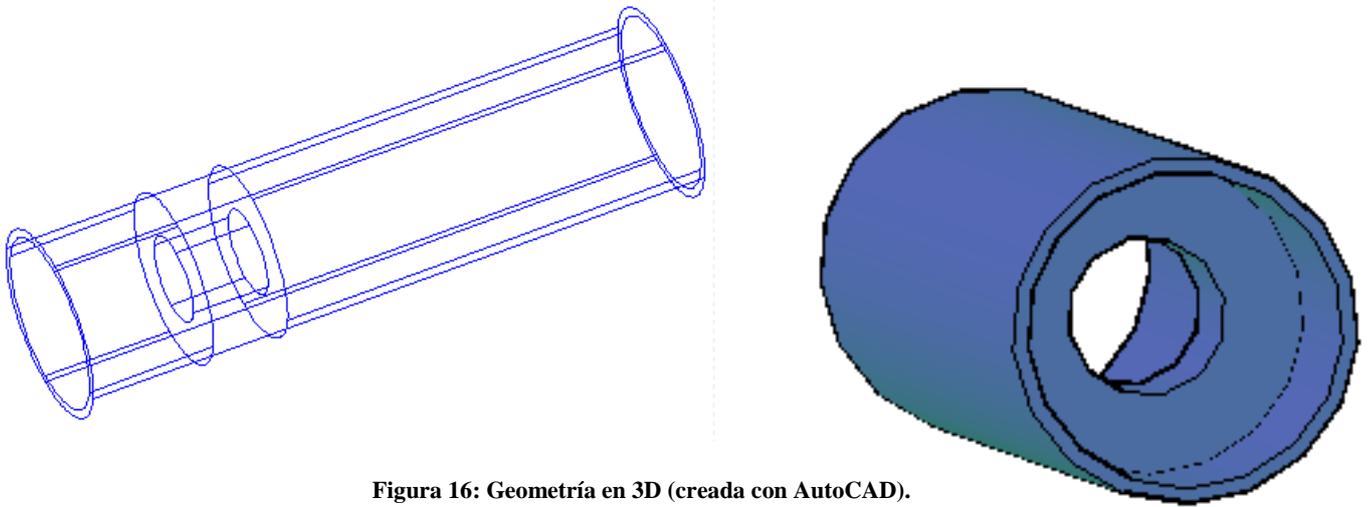


Figura 16: Geometría en 3D (creada con AutoCAD).

## 2.4 METODOLOGÍA DE MALLADO

- El mallado de la geometría se ha basado en la creación de seis zonas distintas, con diferente refinado, en función de la medida y relevancia de las mismas, es decir, centrando el estudio en las regiones con mayor interés, como es el orificio y sus proximidades.

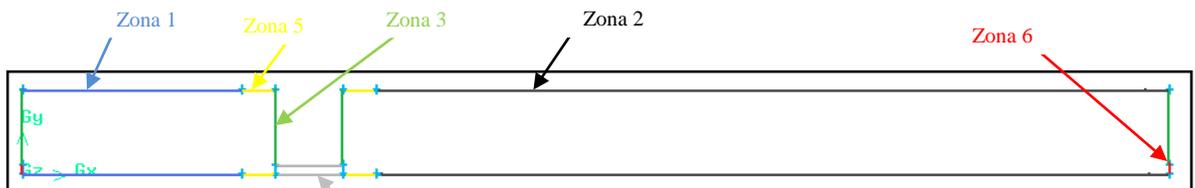


Figura 17: Distintas zonas definidas en la geometría a estudiar.

- El mallado de la geometría se realiza con la opción “Mesh Command Button” de Gambit, dentro de esta opción se selecciona “EDGE COMMAND BUTTON” y mallar vértices. Se seleccionan los vértices que forman cada zona escogida previamente, dentro de la ventana se cambia únicamente la opción “Interval count”, con esta opción se selecciona el espaciado, el cual depende de lo indicado anteriormente (medida y relevancia).

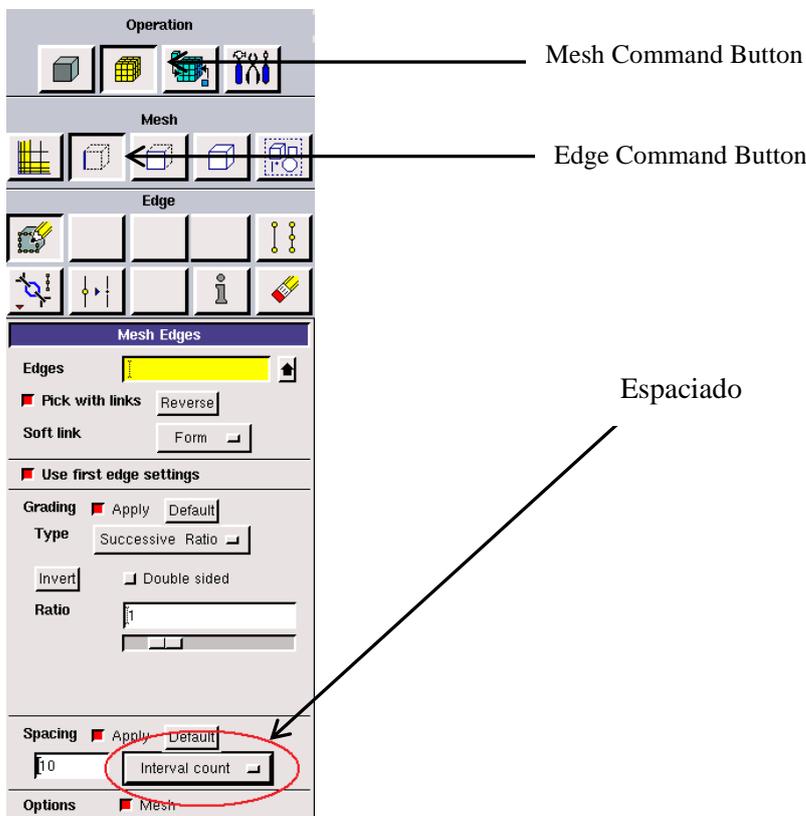


Figura 18: Ventana de operaciones de mallado de Gambit.



Figura 19: Mallado de la geometría estudiada (M10).

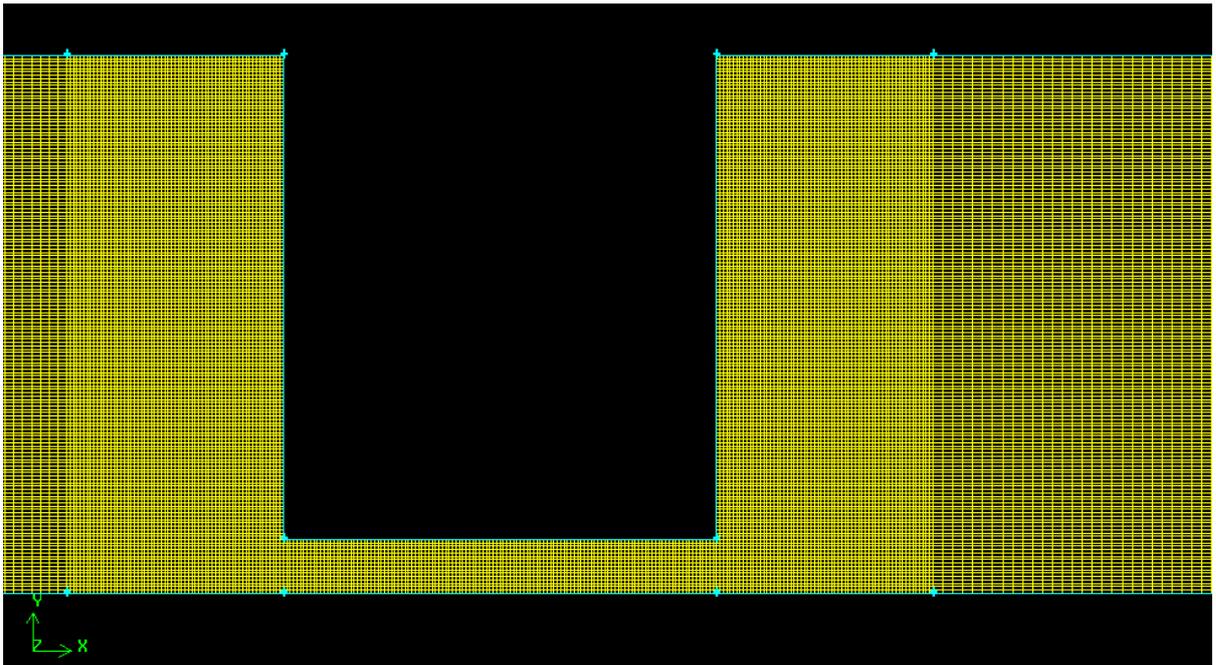


Figura 20: Mallado en detalle de la geometría estudiada (M10).

## 2.5 MODELO MATEMÁTICO

Las ecuaciones que rigen la Mecánica de Fluidos se obtienen por la aplicación de los principios de conservación de la masa y de la cantidad de movimiento, así como del primer principio de la termodinámica a un volumen finito.

Las ecuaciones fundamentales son:

2.5.1 La ecuación de continuidad.

2.5.2 La ecuación de la cantidad de movimiento.

2.5.3 Ecuación de la energía mecánica (ecuación de Bernoulli).

### 2.5.1 LA ECUACIÓN DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad expresa la conservación de la masa (ecs.2.18 y 219, forma diferencial e integral respectivamente). Es necesaria para el análisis de flujos a través de tubos o conductos con diámetro constante y variable. La velocidad del flujo incompresible cambia debido a que el área transversal del conducto varía de una sección a otra.

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

Ecuación 2.18: Ecuación de continuidad de forma diferencial.

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho d\Omega = - \int_{\partial\Omega} \rho v \cdot n d\partial\Omega$$

Ecuación 2.19: Ecuación de la continuidad de forma integral.

El flujo de masa  $\dot{m}$  que sale del volumen se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \rho Q$$

Ecuación 2.20: Flujo de masa.

Si el área de salida del volumen perpendicular al flujo es A y el fluido sale a una velocidad V, entonces el flujo de masa se expresa:

$$\dot{m} = \rho VA$$

Ecuación 2.21: Flujo de masa en función de la velocidad y el área de salida.

### 2.5.2 LA ECUACIÓN DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La ecuación de movimiento de un fluido se obtiene aplicando la Segunda Ley de Newton, según la cual la variación de la cantidad de movimiento de una porción de fluido es igual a la resultante de las fuerzas que actúan sobre esta porción.

$$F_{ext} = m \cdot dv/dt$$

Ecuación 2.22: Segunda Ley de Newton.

Partiendo de la segunda ley de Newton, se establece la ecuación de cantidad de movimiento lineal para un volumen de control.

$$\Sigma \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot \vec{v} dV + \int_{SC} (\rho \cdot \vec{v}) \vec{v} dS$$

Ecuación 2.23: Ecuación de cantidad de movimiento lineal para un volumen de control.

Se trata de una ecuación vectorial, en la que el primer término evalúa las variaciones temporales de la cantidad de movimiento dentro del volumen de control, mientras que el segundo término estudia la cantidad de movimiento que entra y sale por la superficie de control.

### 2.5.3 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA MECÁNICA (ECUACIÓN DE BERNOULLI)

El principio de Bernoulli afirma que la energía mecánica total de un flujo incompresible y no viscoso (sin rozamiento) es constante a lo largo de su trayectoria.

$$\rho \frac{\partial v}{\partial \theta} = -\nabla p - [\nabla \cdot \tau] + \rho g$$

Ecuación 2.24: Ecuación de la energía mecánica I.

Se forma el producto escalar de la velocidad con la misma. La ecuación resultante es una ecuación escalar, y describe la velocidad de variación de la energía cinética por unidad de masa ( $\frac{1}{2} v^2$ ) para el elemento de fluido que se mueve con la corriente, quedando:

$$\rho \frac{\partial (\frac{1}{2} v^2)}{\partial \theta} = -(v \cdot \nabla p) - (v[\nabla \cdot \tau]) + \rho(v \cdot g)$$

Ecuación 2.25: Ecuación de la energía mecánica II.

La Ecuación de la energía mecánica representa la conservación de energía de un fluido en movimiento.

La energía total de un fluido, considerando caso ideal, será:

$$E_1 = \left( \frac{m \cdot v^2}{2} \right) + (m \cdot g \cdot h) + (P \cdot A \cdot Dx)$$

Ecuación 2.26: Energía total de un fluido I.

Si se considera que la masa es el producto de la densidad ( $\rho$ ) por el volumen, la ecuación anterior se transforma en:

$$E_1 = \frac{(\rho \cdot v^2)}{2} + \rho \cdot g \cdot h + P$$

Ecuación 2.27: Energía total de un fluido II.

Si se supone que el fluido ideal transcurre a lo largo de un tubo de sección variable, se obtiene la ecuación conocida como Teorema de Bernoulli:

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + P_1 + \frac{(\rho \cdot v_1^2)}{2} = \rho \cdot g \cdot h_2 + P_2 + \frac{(\rho \cdot v_2^2)}{2} = cte$$

Ecuación 2.28: Teorema de Bernoulli.

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a puntos situados en la línea de corriente del fluido.

Este teorema puede aplicarse, por ejemplo, en tuberías donde el flujo se acelera si reducimos el diámetro del tubo con la consiguiente caída de presión.

Según la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, si se reduce el área transversal de un conducto, como sucede en el caso de estudio, el fluido que circula por dicho conducto sufre una aceleración en velocidad y una disminución en presión.

## 2.6 HIPÓTESIS DE SIMULACIÓN

### 2.6.1 INTRODUCCIÓN AL SOFTWARE DE SIMULACIÓN

Para el diseño de la geometría a analizar se ha contado con GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit), un software que permite realizar todas las operaciones de pre-procesado para el análisis CFD.

Con este software se ha creado la geometría deseada, posteriormente se ha generado su malla, se le ha asignado unas condiciones de contorno y se ha creado el archivo “msh” para exportarlo a FLUENT.

FLUENT 6.3.26 es un programa que permite resolver las ecuaciones generales de mecánica de fluidos en forma discretizada y realizar las operaciones de procesado para el análisis CFD. Está elaborado por la compañía ANSYS Fluent, considerada como el líder mundial en el software de CFD. Este software permite a partir de un modelo

mallado, realizar las etapas de resolución de ecuaciones y la visualización de los resultados obtenidos.

### 2.6.2 CONDICIONES DE CONTORNO

Una vez creada la geometría y definida la malla se ha procedido a establecer las condiciones de contorno. Para ello hay que dirigirse a “Solver” y seleccionar “Fluent 5/6”.

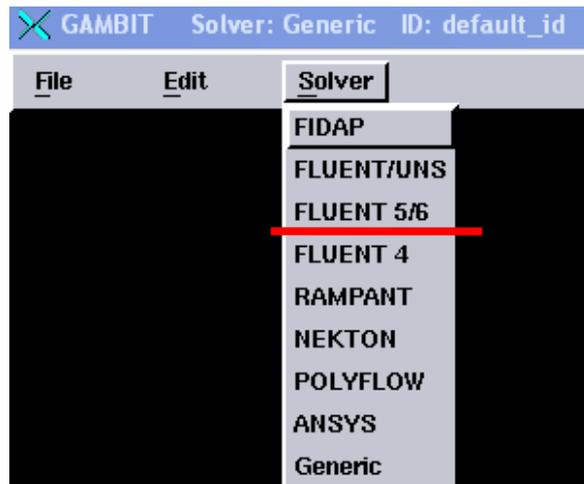


Figura 21: Solver → Fluent 5/6.

Para la selección de las condiciones de contorno se escoge la operación “ZONES COMMAND BUTTON” y la zona “SPECIFY BOUNDARY TYPES COMMAND BUTTON”. La entidad se cambia a “Edges” y se seleccionan los vértices para asociarles una condición de contorno.

Las condiciones de contorno del estudio son: entrada (“VELOCITY\_INLET”), salida (“PRESSURE\_OUTLET”), pared (“WALL”) y vértice (“AXIS”).

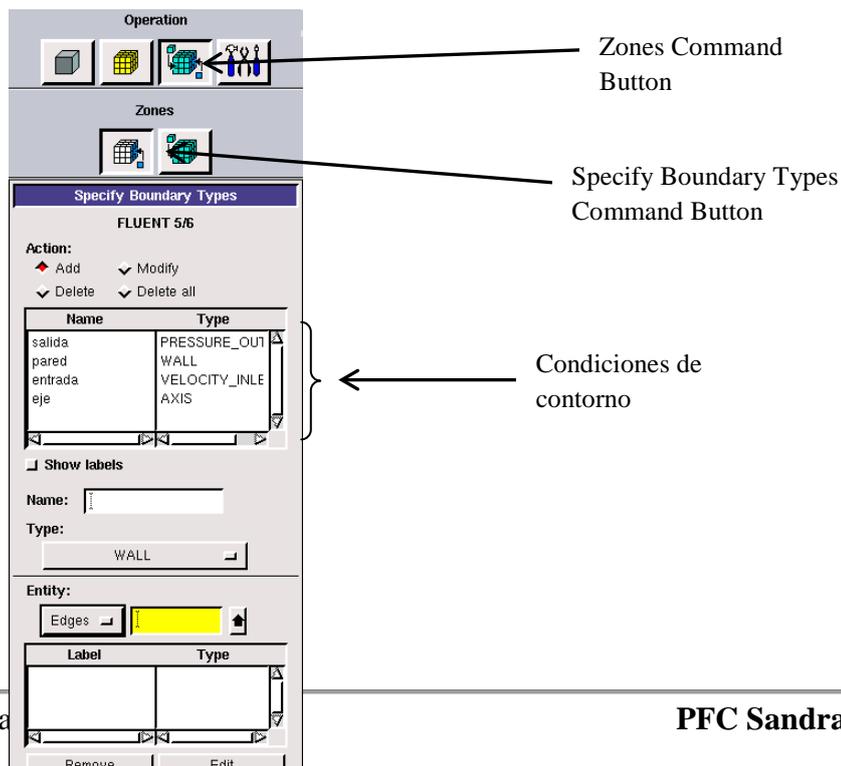


Figura 22: Selección de las condiciones de contorno.

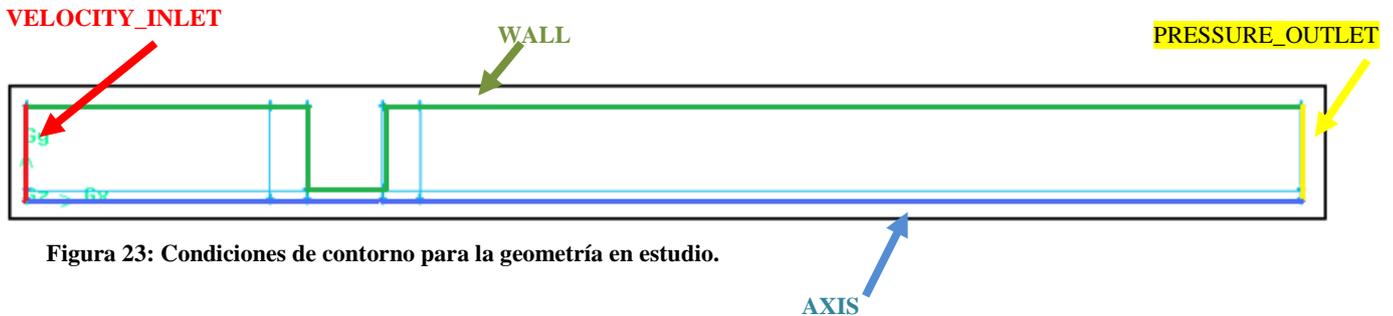


Figura 23: Condiciones de contorno para la geometría en estudio.

Para poder leer el caso creado en Fluent hay que generar un archivo “msh”, esto se hace en “File”, “Export”, “Mesh” se marca “Export 2d Mesh”.



Figura 24: Ventana de opciones para crear el archivo a exportar.

En un primer momento se ha decidido simular los casos con la condición de salida “pressure-outlet”. A partir de  $Re=100$ , a velocidad de  $0,01$  m/s, los casos de agua no convergen después de más de  $10.000$  iteraciones, sin embargo los casos con aire convergen sin problemas hasta un valor de Reynolds cercano a  $1000$ , a  $v_0=0.1$  m/s, en estos casos han tenido que realizarse un mayor número de iteraciones para conseguir los resultados buscados. Debido a esto, en los casos con agua, se ha cambiado la condición de contorno de salida por “outflow”.

### 2.6.3 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE MALLA

Se han creado diez mallas distintas en la misma geometría con diferente refinado, en función de las seis zonas presentes.

MALLA	INTERNAL COUNT						CELDAS
	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3	ZONA 4	ZONA 5	ZONA 6	
1	20	75	15	13	6.5	1.5	1879
2	30	95	25	22	11	2.5	4182
3	40	125	45	40	20	5	7729
4	50	160	45	40	20	5	12700
5	60	190	55	48.5	24	6	18466
6	130	412	110	104	52	13	51290
7	200	635	183	160	80	20	80810
9	100	315	92	80	40	10	128916
10	160	500	145	128	64	16	205185

Tabla 2: "Interval count" seleccionado en cada zona y número de celdas de cada malla.

Para decidir la malla idónea, se ha evaluado la presión total, la presión estática y la velocidad en una serie de puntos característicos en cada una de las mallas estudiadas. En concreto, se han evaluado dichas magnitudes en los tres puntos del interior del tubo-orificio indicados en la Figura 23:

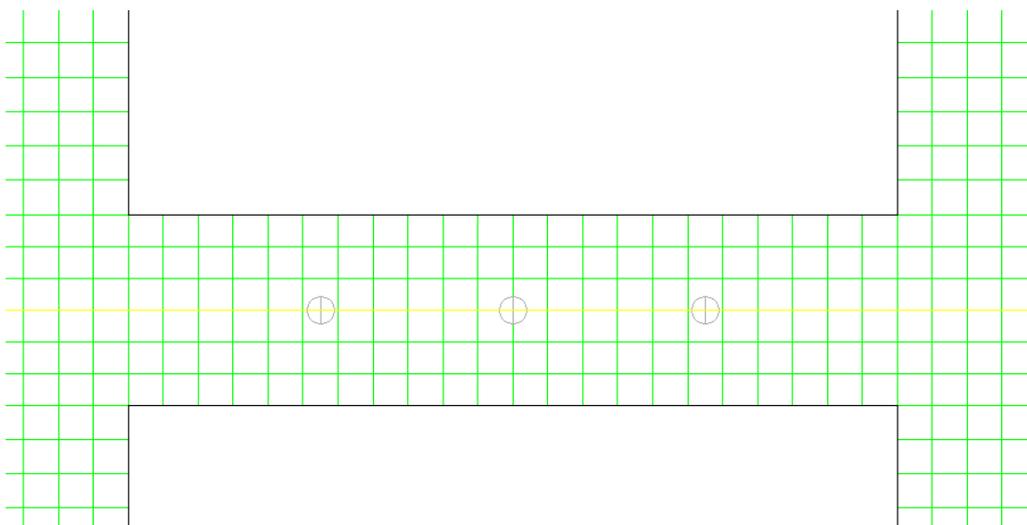


Figura 25: Tres puntos creados en el interior del orificio para evaluar los distintos parámetros.

Finalmente se ha tomado como malla de trabajo la malla 10 (M10), la cual posee un mayor número de celdas y por lo tanto una mayor exactitud para la evaluación de los distintos parámetros.

## **CAPÍTULO 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

### *3.1 METODOLOGÍA DE PROCESADO DE RESULTADOS*

### *3.2 RESULTADOS OBTENIDOS*

### 3.1 METODOLOGÍA DE PROCESADO DE RESULTADOS

#### 3.1.1 ELECCIÓN DE LA LONGITUD AGUAS ABAJO DEL ORIFICIO

Para la malla óptima se crearon tres geometrías diferentes, variando la longitud del tramo de tubo recto aguas abajo del orificio. En la primera geometría, la longitud aguas abajo del orificio es de 48d, siendo d=10 mm. En las otras dos geometrías las longitudes aguas arriba del orificio son de 96d (960mm) y 150d (1500mm).

En estas dos últimas geometrías se han simulado los casos con las diferentes velocidades en régimen turbulento, desde una velocidad de 0.0001m/s hasta 0.7m/s, con la condición de contorno en la salida de “outflow”. En cada uno de los casos se ha procesado la presión estática y total en la entrada y salida, y la velocidad en el orificio. Con dichos datos se ha calculado el coeficiente de descarga en función de la raíz cuadrada del número de Reynolds.

Los resultados más concluyentes son los obtenidos con la geometría 96d, es decir, con 960 mm aguas abajo del orificio. Los correspondientes a la geometría 150d son similares pero con un mayor coste computacional.

#### 3.1.2 ELECCIÓN DE LAS SECCIONES DE PROMEDIADO

Una de las dificultades encontradas durante la evaluación de los resultados derivados de la simulación numérica, ha sido establecer las secciones transversales de la geometría donde realizar la toma de medidas y obtener las magnitudes fluidas promediadas.

Para el cálculo del coeficiente de descarga del tubo-orificio en flujo incompresible se aplica la ecuación 3.1:

$$C_d = \frac{U_0}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho(1-\beta^4)}}}$$

Ecuación 3.1: Coeficiente de descarga para flujo incompresible en un tubo-orificio.

Donde la densidad del agua,  $\rho$ , se considera constante,  $U_0$  es la velocidad media en el tubo-orificio, que se obtiene promediando en área dentro del orificio en la región donde el flujo se ha re-adherido después de la región inicial de flujo separado. En la siguiente figura se observa la variación de la velocidad promediada a lo largo del conducto.

Otra dificultad encontrada es la obtención de la diferencia de presiones producida por el tubo-orificio, ya que dependiendo de las secciones que se consideren para el promediado los resultados pueden diferir significativamente. Para decidir cuáles son las secciones más representativas de las propiedades del flujo para realizar la toma de medidas se ha evaluado el coeficiente de descarga promediando las presiones estáticas y totales en diferentes localizaciones.

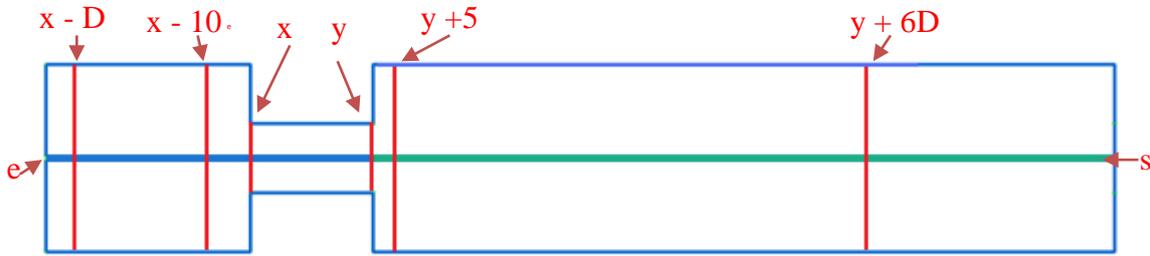


Figura 26: Secciones de promediado.

La siguiente tabla se corresponde a los datos procedentes de la simulación en flujo turbulento con agua y para una velocidad de entrada en el conducto de 0,1 m/s, que dada la relación de diámetros  $\beta = 0,1$  se convierte en una velocidad en el orificio de 10 m/s. El número de Reynolds basado en el diámetro del tubo-orificio es de aproximadamente  $1.10^5$ .

Secciones	$\Delta p_{est}$ (Pa)	$C_d$	$\Delta p_t$ (Pa)	$C_d$	$\Delta p_{est} - \Delta p_t$ (Pa)	$\Delta p_{est} - \Delta p_t$ (%)	$\Delta C_d$ (%)
e - s	80861.48	0.6487	80863.89	0.6487	-2.41	0	0
x - y	81935.98	0.6458	29319.10	0.8627	52616.87	179	25
x - (y+1)	81540.39	0.6469	29303.65	0.8628	52236.74	178	25
(x+1) - y	82675.41	0.6438	29305.76	0.8627	53369.65	182	25
(x-1) - y	82406.28	0.6445	29316.64	0.8627	53089.64	181	25
x - (y-1)	82605.67	0.6440	29337.58	0.8625	53268.09	182	25
(x-1) - (y-1)	82510.12	0.6442	29335.12	0.8626	53174.99	181	25
(x+1) - (y+1)	82279.82	0.6449	29308.53	0.8627	52971.29	181	25
(x+1) - (y-1)	82779.24	0.6435	29324.2	0.8626	53455.00	182	25
(x-10) - (y+5)	81931.02	0.6458	81415.99	0.6472	515.02	1	0
(x-D) - (y+6D)	80870.35	0.6487	80872.87	0.6487	-2.52	0	0

Tabla 3: Evaluación del coeficiente de descarga promediando la caída de presión en diferentes localizaciones.

Cuando se tiene un tramo difusor a la salida del tubo-orificio, se produce una recuperación de la presión estática, como consecuencia de la reducción de la velocidad. Para tener en cuenta esta recuperación sería más exacto obtener el coeficiente de descarga a partir de la diferencia de presión total en lugar de considerar la diferencia de presión estática. En la tabla anterior, se observa que el coeficiente de descarga obtenido con la caída de presión estática y la total coinciden cuando se promedia entre:

- La entrada y la salida del conducto completo. El inconveniente es que en este caso se están incluyendo las pérdidas en los tramos rectos de entrada y salida del conducto. El coeficiente de descarga tiene un valor de  $C_d=0,6487$ , que es algo mayor que el de un orificio simple de bordes afilados ( $C_d=0,61$ ).
- Una sección 10 mm aguas arriba de la entrada del tubo-orificio, denominada "x-10" y otra situada 5 mm aguas abajo de la descarga del tubo-orificio, denominada "y+5". En este caso el coeficiente de descarga obtenido es 0,6458.

- Justo una distancia  $D$  antes de la entrada al tubo-orificio “ $x-D$ ” (100 mm), y otra situada a la distancia  $6D$  (600 mm) aguas abajo de la descarga del tubo-orificio “ $y+6D$ ”. Estas son las distancias que establece la norma UNE-EN ISO 5167-2 a las que se deben colocar las tomas de medida de la presión para obtener la caída de presión en diafragmas cuando son utilizados para medida del caudal en conductos de sección circular. En este caso el coeficiente de descarga es de  $C_d=0,6487$ .

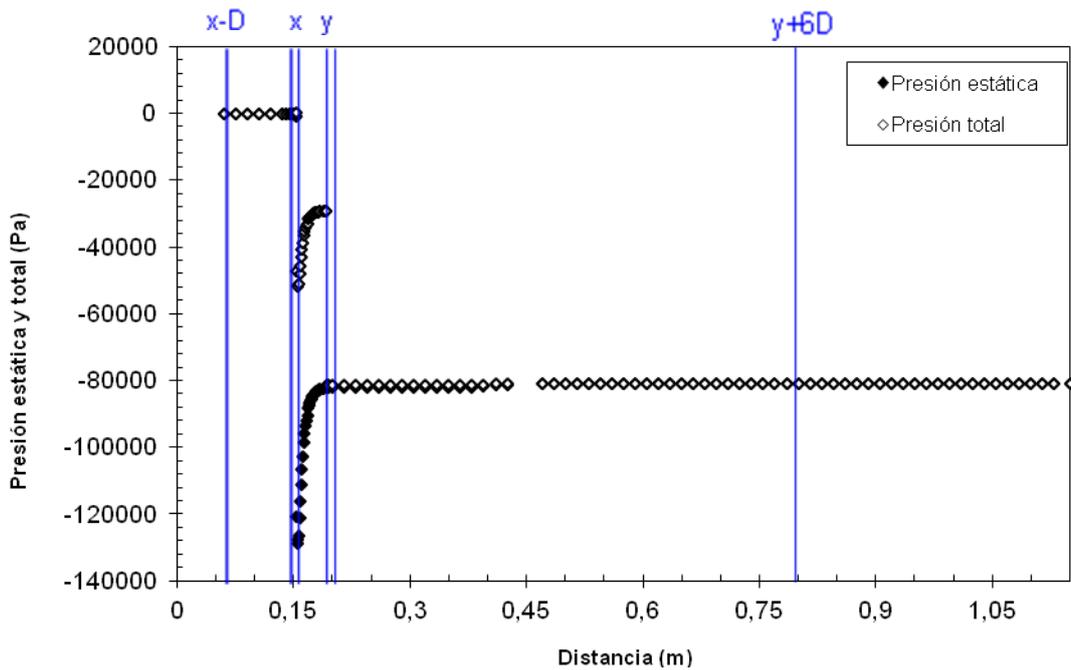


Figura 27: Evolución de las presiones estática y total a lo largo del conducto I.

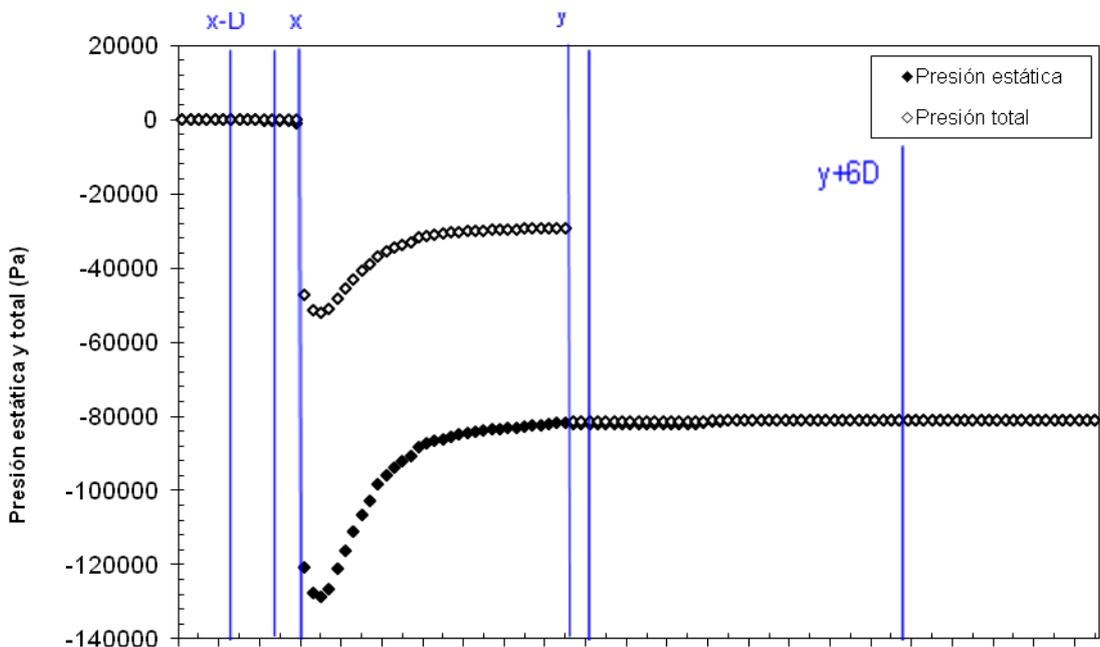


Figura 28: Evolución de las presiones estática y total a lo largo del conducto II.

En la Figura 27 se ha representado la evolución de las presiones estática y total a lo largo del conducto así como las secciones de referencia que se utilizan para promediar las magnitudes fluidas. En la parte superior de la Figura se representan las presiones con la distancia real a escala, mientras que en la parte inferior se representan sin escala. Se puede observar que si se toman secciones dentro del tubo-orificio o muy cerca de los bordes de entrada y salida (secciones “x” e “y” respectivamente) los resultados del coeficiente de descarga varían significativamente.

En conclusión se debería optar por utilizar como secciones de promediado las situadas a unas distancias suficientemente alejadas tanto aguas arriba como aguas abajo. Es decir, aguas arriba, las secciones “x-10” ó “x-D” (según la norma citada anteriormente, que representaría “x-100” en este caso) y aguas abajo las secciones “y+5” ó “y+6D” (según norma, que representaría “y+600” en este caso). De acuerdo a los resultados obtenidos para el coeficiente de descarga en ambos casos los resultados son similares.

En consecuencia, y comparando los resultados numéricos obtenidos con los resultados experimentales disponibles en la literatura abierta, se pueden justificar las diferencias obtenidas en base a un posible error en las medidas cometido en los ensayos experimentales. Ya que por ejemplo en el trabajo de Jankowsky et al [1] el coeficiente de descarga es calculado utilizando tomas de presión colocadas en la esquina, es decir, evaluando la diferencia de presiones en dos localizaciones inmediatamente aguas arriba y aguas abajo del orificio, y esto puede inducir sensibles diferencias en el cálculo de  $C_d$ .

Para comprobar este extremo se han procesado los resultados numéricos utilizando las secciones de promediado justo en los extremos del tubo-orificio “x” e “y” y los resultados son muy similares a los obtenidos promediando para secciones más alejadas. Sin embargo si alguna de las secciones de promediado está dentro del tubo-orificio, es decir, si se utiliza la sección “x+1” o la “y-1” el resultado obtenido para el coeficiente de descarga disminuye hasta valores aproximados de 0,45, que son del orden de los publicados en el trabajo de Jankowsky [1], que pudieran ser erróneos, ya que si se aplica la recomendación de la norma UNE-EN ISO 5167-2 la distancia aguas arriba y abajo del tubo orificio para hacer los promediados debería ser mucho mayor y no sería adecuado medir justo en la sección de entrada y salida del tubo orificio. Por otro lado a las distancias recomendadas en la norma, las presiones estática y total son prácticamente iguales, por lo que se puede obtener el coeficiente de descarga a partir de la diferencia de presiones estáticas obtenidas, que además es lo que recomienda la norma.

En la Figura 30 se ha representado con más detalle la evolución de la presión estática a lo largo del conducto por tramos: región de entrada, tubo-orificio y región de salida para dos velocidades de entrada del fluido distintas,  $U_e = 0,1$  m/s y  $U_e = 0,2$  m/s, que corresponden a números de Reynolds en el tubo-orificio de  $1 \cdot 10^5$  y  $2 \cdot 10^5$  respectivamente ( $\sqrt{\text{Re}} = 300$  y  $\sqrt{\text{Re}} = 450$  aproximadamente). Se observa que en la región de entrada a mayor velocidad se produce una mayor depresión, aunque la distancia aguas arriba para alcanzar una zona de flujo no perturbado es similar.

En el tubo-orificio, a mayor velocidad, más acusado es el descenso de presión y la zona de flujo separado.

Y por último en la región de salida la presión estática es prácticamente constante en ambos casos, si bien, a mayor velocidad, menor presión (debido a las mayores pérdidas que se producen en el tubo-orificio).

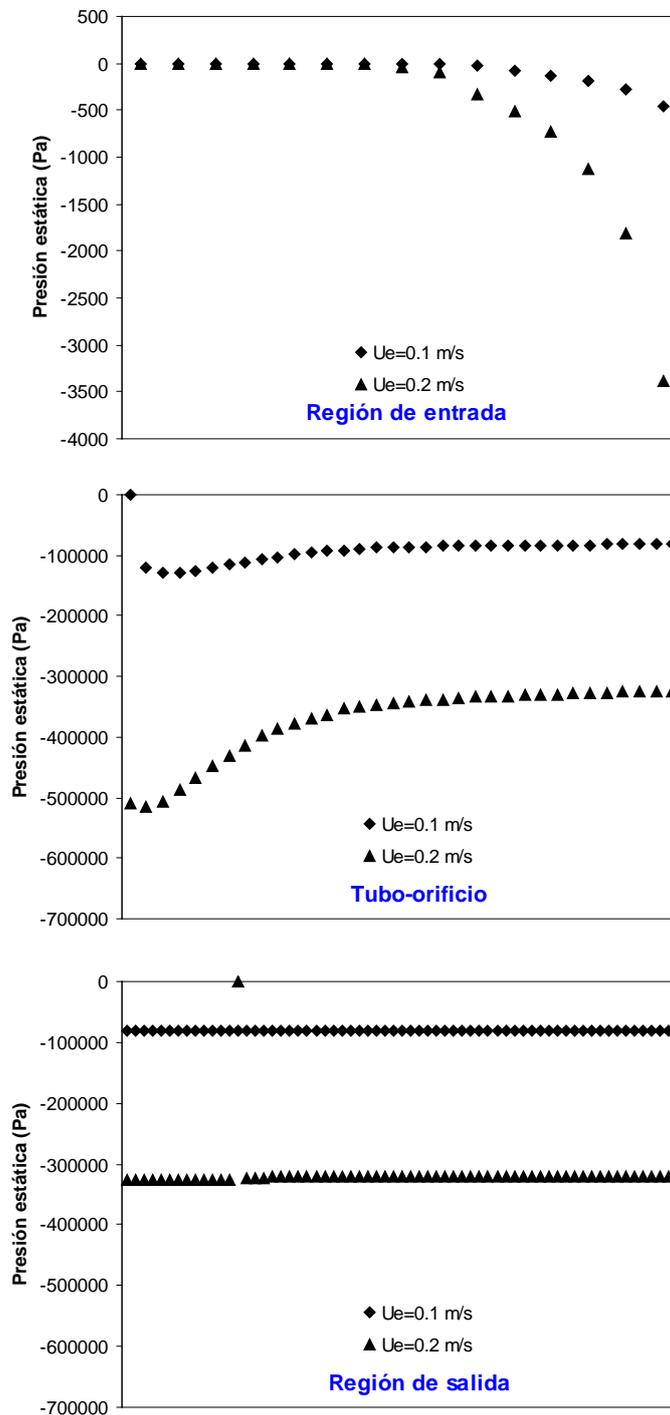


Figura 29: Evolución de la presión estática por tramos a lo largo del conducto para velocidades de entrada de 0,1 y 0,2 m/s.

### 3.2 RESULTADOS OBTENIDOS

Se han creado 5 geometrías para la validación de la metodología llevada a cabo en la simulación y el procesado de los datos procedentes de cada caso de estudio.

Una vez obtenidos los datos de las simulaciones, se ha procedido a su valoración de varias formas distintas, de las que se han tomado como referencia las siguientes:

- I) Evaluación de la presión 10 mm aguas arriba del orificio y 5 mm aguas abajo, y la velocidad en la mitad del mismo.
- II) Evaluación de la presión dentro del orificio, 1mm después del comienzo y 1mm antes, y la velocidad en el mismo punto.
- III) Evaluación de la presión a una distancia D aguas arriba del orificio y 6D aguas abajo, y la velocidad en el mismo punto, según la norma UNE-EN ISO 5167-2.

#### 3.2.1 GEOMETRÍAS DEL ESTUDIO

GEOMETRÍAS DEL ESTUDIO						
GEOMETRÍA	L	d	D	L/d	$\beta$	COMENTARIOS
G1	40	10	100	4	0.1	-
G2	40	10	25	4	0.4	-
G3	40	10	12.5	4	0.74	-
G4	40	10	100	4	0.1	G4 = G1 con radio de redondeo de 1mm
G5	5.95	59.5	100	0.1	0.595	Geometría [1]

Tabla 4: Resumen de las medidas de las geometrías del estudio.

##### a) Geometría 1 (G1).

La geometría G1 tiene las siguientes características: L=40mm, d=10mm, D=100mm, L/d=4,  $\beta=d/D=0.1$ .

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

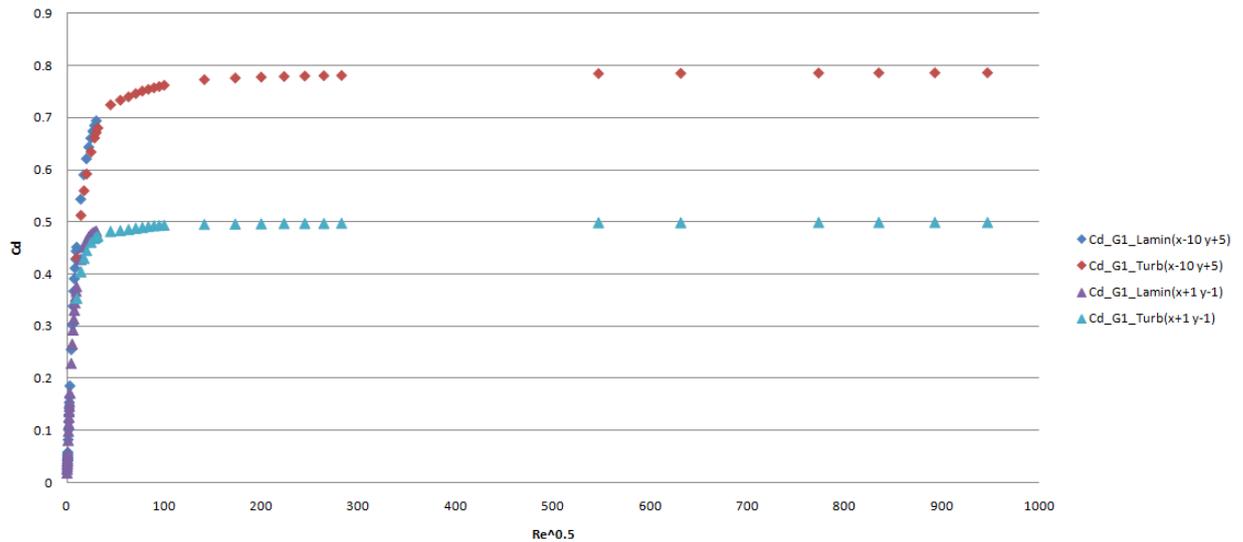


Figura 30: Coeficiente de descarga evaluado de las dos formas descritas anteriormente (I y II).

Los datos con  $\sqrt{Re} < 50$  se han simulado tanto en modelo laminar como en turbulento, y en la Figura 30 se puede ver que estos se solapan con lo que son prácticamente iguales. El procesado de resultados es muy sensible a las secciones que se utilicen para promediar los datos.

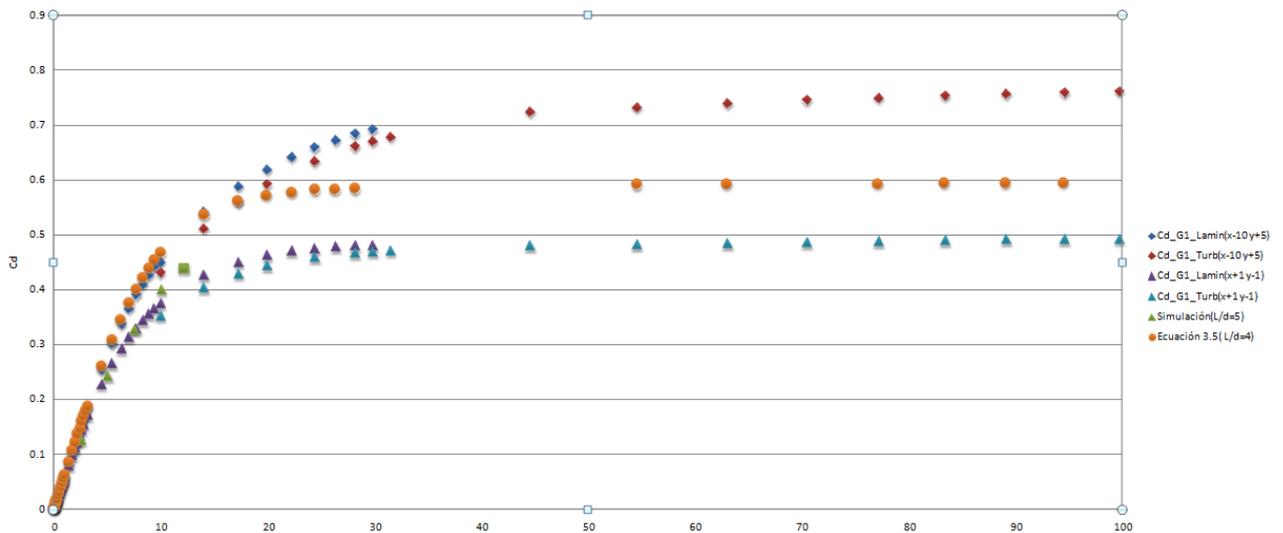


Figura 31: Comparación entre los datos de I y II con los procedentes de simulación y de las ecuaciones

Nota: los datos de “Simulación ( $L/d=5$ )” proceden del apartado de simulaciones numéricas del artículo de Jankowsky [1]

Se muestra que a muy bajos números de Reynolds los resultados no dependen de las secciones de promediado que se utilizan. Los resultados obtenidos utilizando la ecuación de  $C_d$  propuesta en [1] se asemejan bastante a los resultados numéricos obtenidos para bajos números de Reynolds, sin embargo a partir de una raíz cuadrada del número de Reynolds de aproximadamente 7, los resultados se aproximan más cuando se procesa según I o III, y a partir de una raíz cuadrada del número de Reynolds de aproximadamente 20 los resultados empiezan a diferir.

**b) Geometría 2 (G2)**

La geometría G2 tiene las siguientes características:  $L=40\text{mm}$ ,  $d=10\text{mm}$ ,  $D=25\text{mm}$ ,  $L/d=4$ ,  $\beta=d/D=0.4$ . La diferencia entre G1 y G2 es que D pasa de 100mm a 25mm.

En ella se ha simulado agua.

Para la creación de esta geometría se ha tenido que variar el mallado para obtener un número de celdas adecuado para la correcta evaluación de los datos.

Figura 32: Malla de la G2.

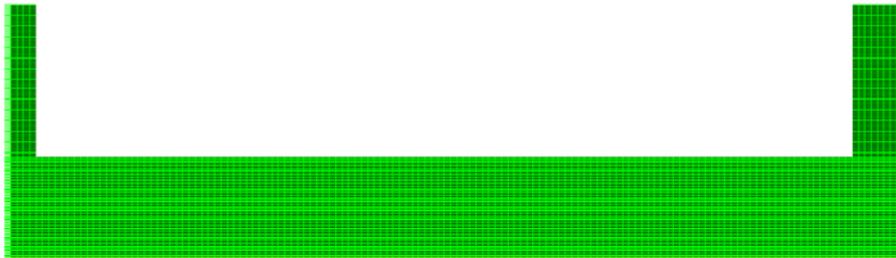


Figura 33: Detalle del orificio de la G2.

En la siguiente gráfica se muestra la comparación entre los resultados obtenidos en la G2 con los de la G1, los datos procedentes de las ecuaciones del modelo de coeficiente de descarga del artículo en estudio y con los de simulación.

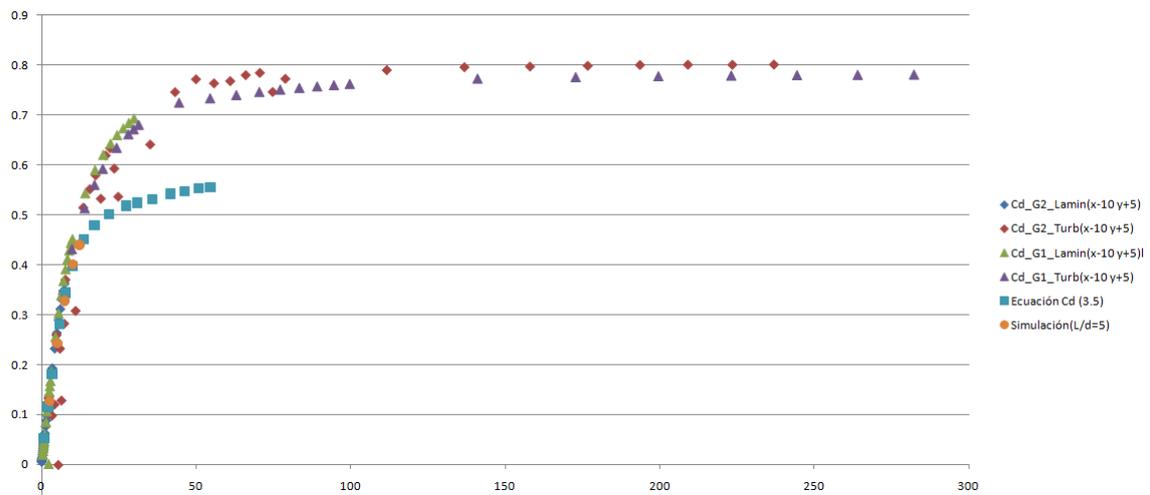


Figura 34: Gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x-D y+6”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones.

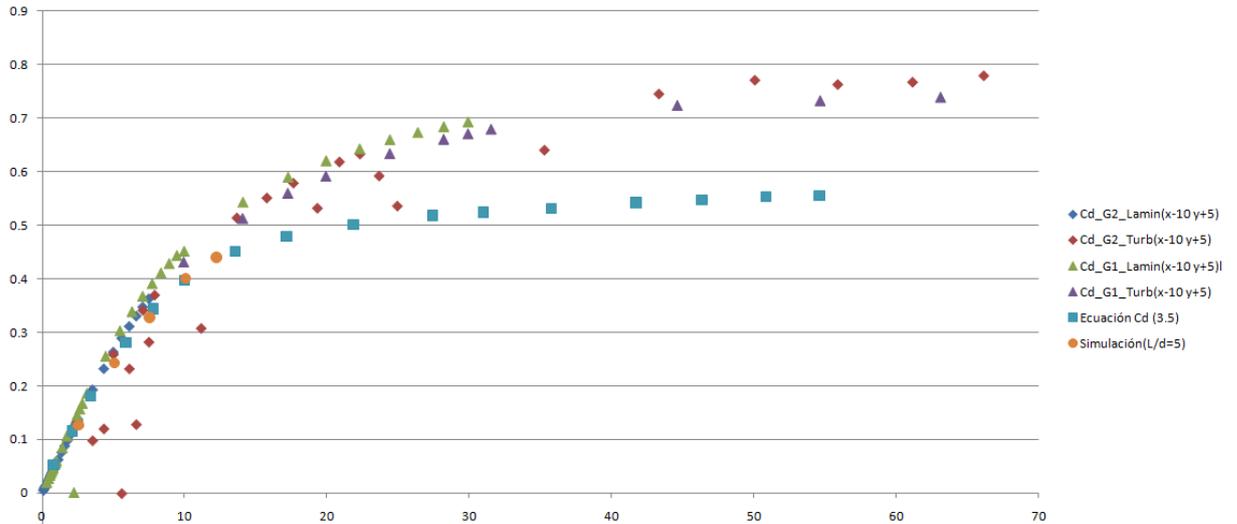


Figura 35: Detalle de la gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x-10 y+5”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones.

De estas gráficas se puede extraer que los datos turbulentos obtenidos de la geometría G2 son más dispares que los de la geometría G1 pero con una tendencia similar a ella. Esta discontinuidad se mantiene tanto a bajo valor de Reynolds (régimen laminar) como a valores altos de Re (régimen turbulento) en casos simulados con hipótesis de flujo turbulento, con lo que cabe esperar que quizá con este rango de diámetro ( $\beta=0.4$ ) ocurran irregularidades o bien se ha podido cometer algún tipo de error en la simulación de datos o en la evaluación de los mismos. Lo cual no ocurre con los datos simulados con hipótesis de flujo laminar, que se asemejan tanto a los de la geometría real como a los de las gráficas obtenidas del artículo.

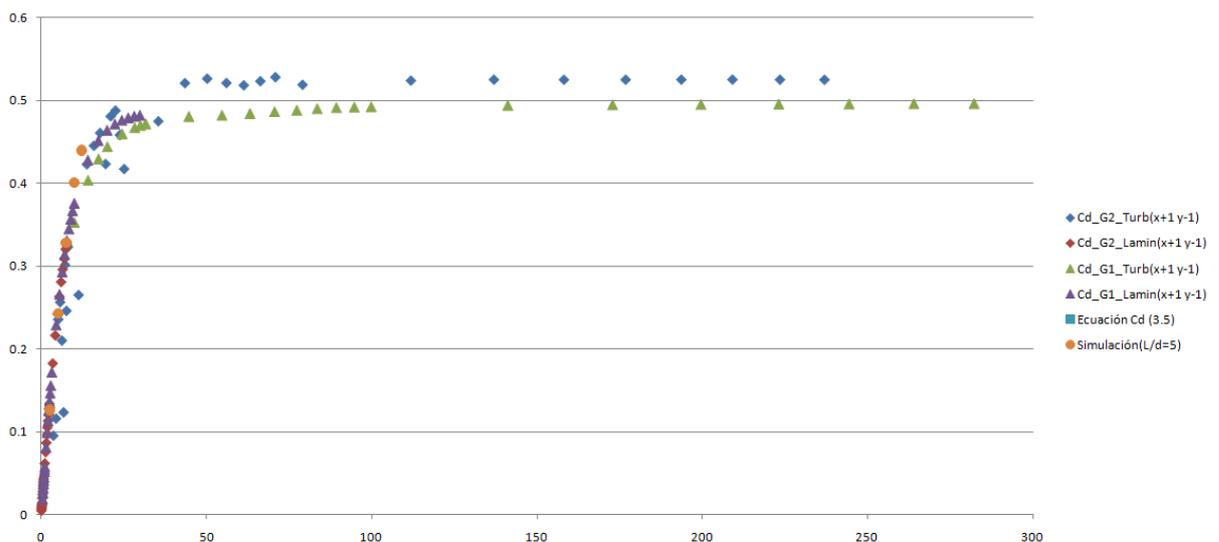


Figura 36: Gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x+1 y-1”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones.

Los casos en los que se ha procesado la variación de la presión estática en el interior del orificio se asemejan bastante a los obtenidos con la ecuación del modelo de coeficiente de descarga y los procedentes de la simulación expuesta en el artículo [1].

### c) Geometría 3 (G3)

La geometría G3 tiene las siguientes medidas:  $L=40\text{mm}$ ,  $d=10\text{mm}$ ,  $D=12.5\text{mm}$ ,  $L/d=4$ ,  $\beta=d/D=0.74$ . La diferencia entre las geometrías G2 y G3 es  $D_{G3}=D_{G2}/2$ .

En ella se ha simulado agua.

Figura 37: Malla de la G3.

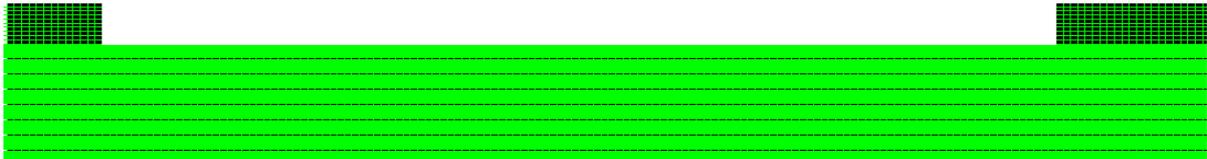


Figura 38: Detalle del orificio de la G3.

En la siguiente gráfica se muestra la comparación entre los resultados obtenidos en la G3 con los de la G1 y la G2.

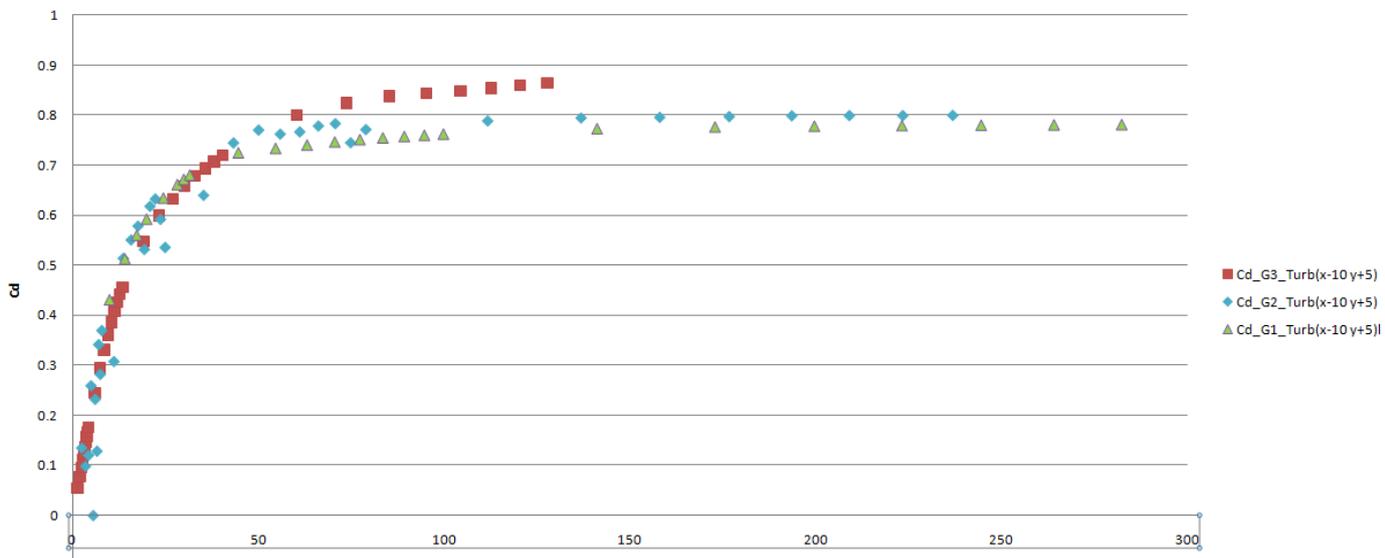


Figura 39: Gráfica comparativa de la G3.

El resultado adimensionalizado del coeficiente de descarga prácticamente no varía para las diferentes geometrías.

A medida que disminuye la sección de entrada también lo hace la velocidad en el interior del orificio. Conforme aumenta la relación de diámetros,  $\beta$ , aumenta el coeficiente de descarga a Reynolds altos, el flujo tiende a ser ideal.

### d) Geometría 4 (G4)

La geometría G4 tiene las mismas características que la geometría G1 pero con un radio de redondeo de aristas en el orificio de 1 mm.

Con esta prueba se pretende comprobar la influencia del redondeo de las aristas, ya que en la medida experimental es muy difícil de conseguir una arista viva perfecta.

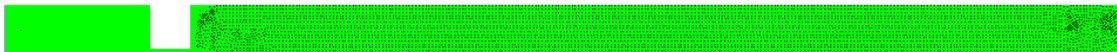


Figura 40: Malla de la G4.

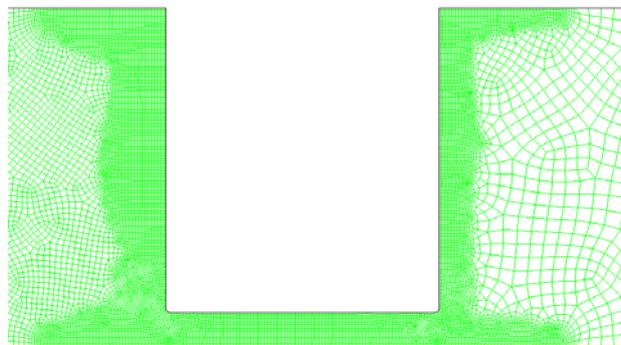


Figura 41: Detalle del orificio de la malla de la G4.

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

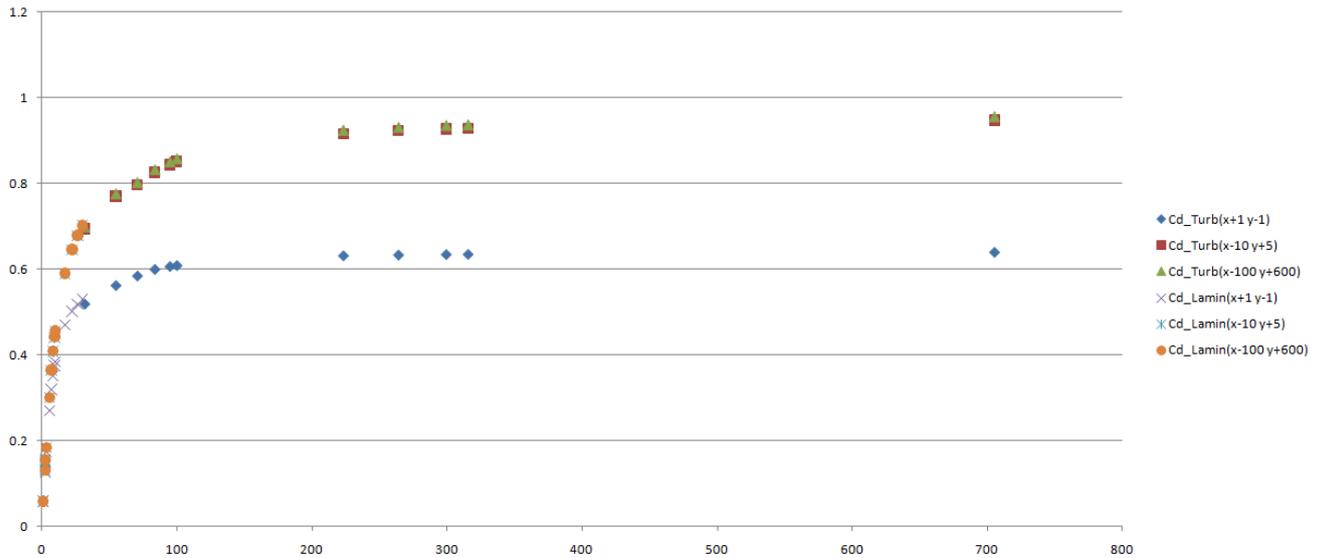


Figura 42: Gráfica comparativa de la G4.

De la observación de esta gráfica se puede extraer que los datos tomados en  $(x-10 y+5)$  coinciden con los tomados en  $(x-D y+6D)$ , los cuales tienden a flujo ideal mientras que la tendencia de la curva correspondiente a  $(x+1 y-1)$ , en el interior del orificio, es del valor que indica la norma para un conducto de arista viva.

Se observa que el radio de redondeo produce una reducción significativa de las pérdidas, ya que el coeficiente de descarga ha aumentado hasta prácticamente 1.

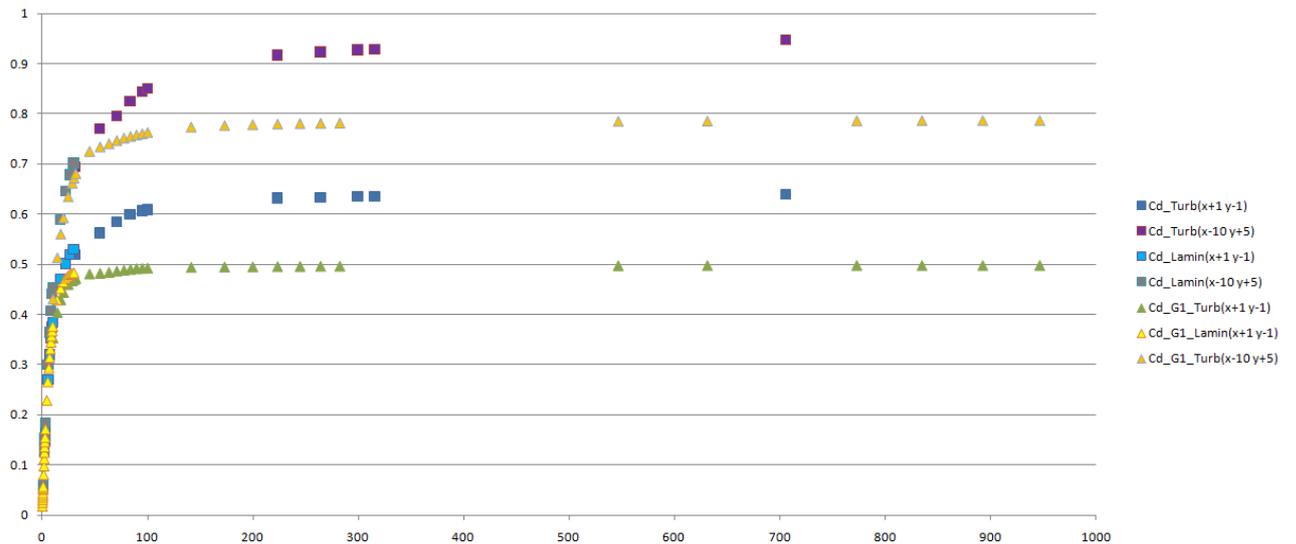


Figura 43: Gráfica comparativa de la G4 con la G1.

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

En la gráfica anterior se muestra que los datos procedentes de la geometría con aristas redondeadas, G4, en comparación con los de la G1, tienden a flujo ideal, lo cual es bastante coherente dado que en este caso no se produce una separación de flujo tan acentuada como aristas vivas.

### e) Geometría artículo [1] G5

Para la validación de la metodología llevada a cabo mediante la comparación de los datos simulados con los experimentales expuestos en la publicación [1], se ha creado una geometría con datos obtenidos de la misma. Con los siguientes parámetros:

- $D=100\text{mm}$ ,  $d=59.5\text{mm}$ ,  $\beta=d/D=0.595$ ,  $L=5.95\text{mm}$ ,  $L/d=0.1$ .



Figura 44: Malla de la G5.

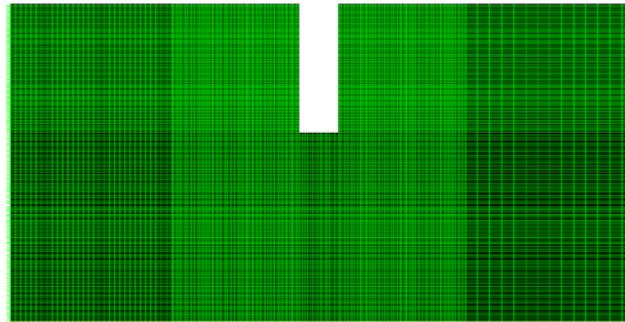


Figura 45: Detalle del orificio de la malla de la G5.

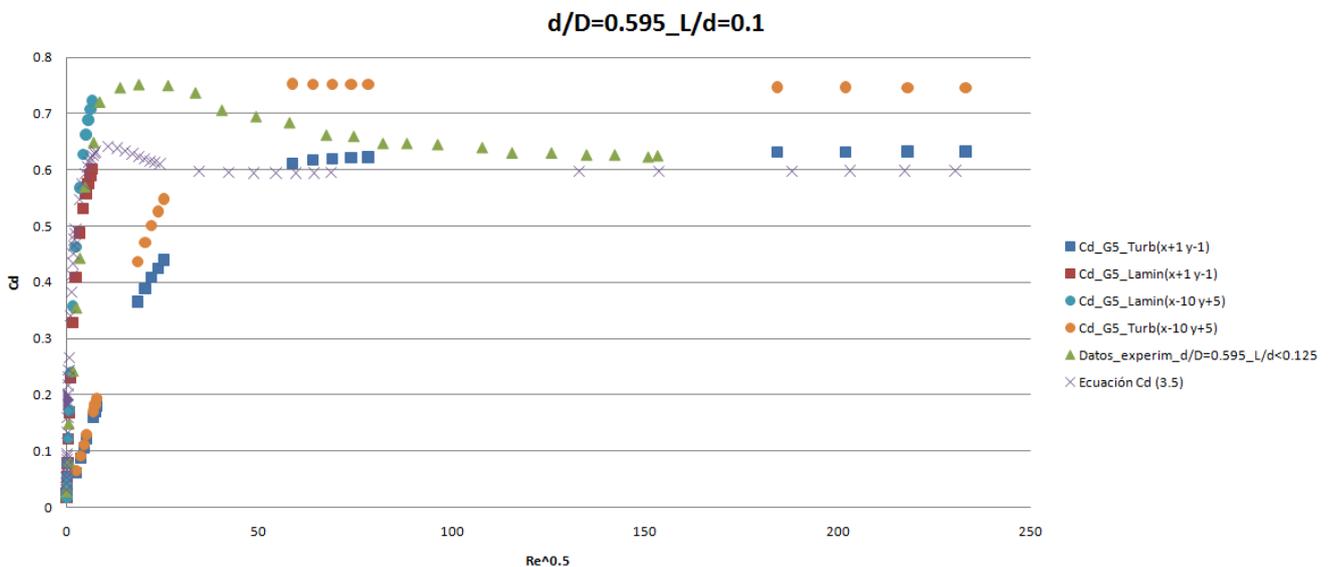


Figura 46: Gráfica comparativa de los datos de la G5 con los experimentales de Johansen y los obtenidos con la ecuación 3.2.

Los datos obtenidos de los casos procesados en (x+1 y-1) se asemejan a los derivados de la ecuación del modelo de coeficiente de descarga, tomando como hipótesis de trabajo que los valores de Reynolds de 0 a  $\approx 7$  se simulan en flujo laminar y para  $Re > 7$  en flujo turbulento, lo cual se corresponde con la realidad pudiendo incluso llegar a simular en flujo laminar casos con velocidades de entrada cercanas a 0.025 ( $Re \approx 250$ ). Lo mismo ocurre con los casos evaluados en (x-10 y+5), los cuales se asemejan a los datos experimentales de Johansen [4], tomando la misma hipótesis de trabajo.

Los datos experimentales de Johansen [4] se aproximan bastante a la ecuación propuesta excepto en la región de números de Reynolds entre  $\sqrt{Re} = 10$  y  $\sqrt{Re} = 50$ .

En régimen laminar y muy bajos números de Reynolds (independientemente de las secciones de promediado que se utilicen) los resultados numéricos coinciden con los experimentales y la ecuación de  $C_d$  propuesta. Sin embargo en la región de números de Reynolds entre  $\sqrt{Re} = 10$  y  $\sqrt{Re} = 50$  los resultados numéricos no coinciden. Para  $\sqrt{Re} = 50$  los resultados numéricos coinciden con los experimentales de Johansen [4] y la ecuación, pero utilizando las secciones de promediado justo en la entrada y en la salida del tubo orificio, que es realmente donde midió Johansen, pero que tal y como se ha justificado en apartados anteriores no es el lugar más adecuado para obtener los valores promedio de la presión estática o la presión total excepto para los casos de muy bajos números de Reynolds en los que los resultados son coincidentes.

En la siguiente gráfica se muestra la comparación entre los datos obtenidos mediante la ecuación anterior para  $L/d = 4$  y  $L/d = 5$ , con datos obtenidos por simulación numérica procedentes de las gráficas del artículo [1] para  $L/d = 5$  y  $L/d = 1$  y con datos experimentales de Hasegawa et al. [5] para  $L/d = 1.14$ .

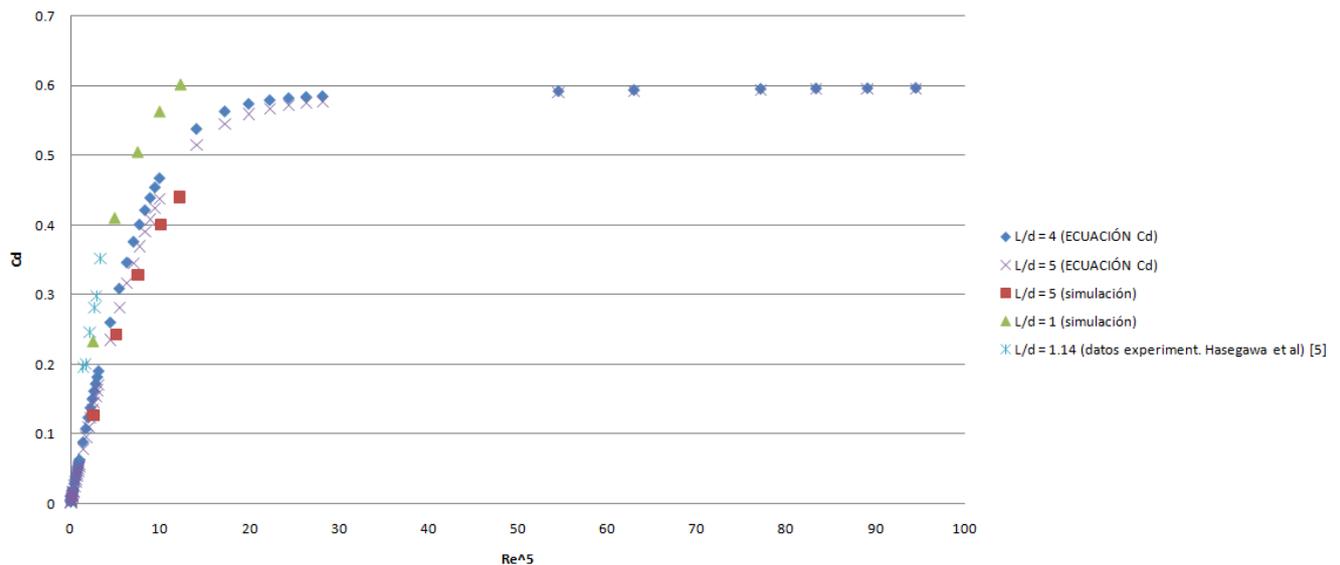


Figura 47: Gráfica comparativa de datos procedentes de las ecuaciones, de simulación numérica y datos experimentales.

## PFC: Simulación numérica del flujo a través de tubos-orificio

Con la observación de la tabla anterior se puede concluir que, a altos valores del número de Reynolds, en tubos-orificios de borde afilado, el coeficiente de descarga,  $C_d$ , tiene a un valor asintótico de 0.6.

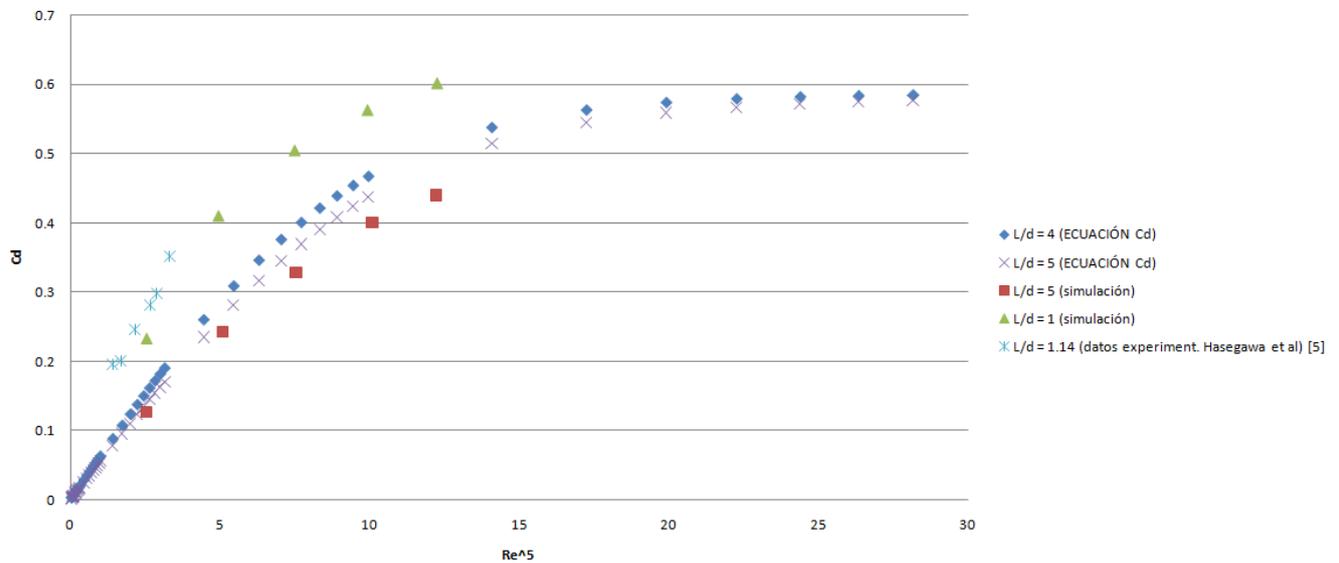


Figura 48: Gráfica en detalle comparativa de datos procedentes de las ecuaciones, de simulación numérica y datos experimentales.

## **CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES Y CONTINUIDAD DE LA INVESTIGACIÓN**

### ○ *Estudio inicial*

El inicio del estudio se ha basado en una revisión bibliográfica sobre el flujo en tubos-orificio con geometría similar a la de interés para el objeto del proyecto; y se han encontrado algunos trabajos en los que se proporcionan datos experimentales interesantes desde el punto de vista de validación de la metodología de simulación numérica desarrollada. También se ha realizado una revisión bibliográfica sobre las diferentes formulaciones o modelos utilizados para caracterizar el comportamiento del flujo y el coeficiente de descarga en elementos singulares en general y en tubos-orificio en particular. Se han resumido los niveles de fiabilidad de estos datos experimentales de referencia en función de los datos experimentales disponibles, y con ello se puede concluir que son necesarios más estudios que proporcionen datos más fiables y contrastados acerca del coeficiente de descarga en tubos-orificio.

### ○ *Continuación del estudio*

El modelo más reciente propuesto consiste en considerar que el flujo a través de tubos-orificio es la suma de una caída de presión a través del orificio de borde afilado de entrada y salida, en serie con la pérdida de presión que se produce en flujo desarrollado en un tubo. Este modelo general podría extenderse fácilmente a considerar una serie de efectos geométricos, como los orificios no circulares y los bordes de entrada con radios no nulos.

Se han estudiado diferentes geometrías modificando el diámetro del conducto, la longitud del tubo-orificio y el radio de redondeo de las aristas de entrada del tubo-orificio. Los resultados para diferentes diámetros de conducto son muy similares.

Cuando se modifica la longitud adimensional del tubo orificio de  $L/d=4$  a  $L/d=0.1$  los resultados del coeficiente de descarga son muy diferentes tanto en valor como la forma de la curva de evolución con el número de Reynolds.

Al introducir el radio de redondeo y eliminar la arista viva de entrada al tubo-orificio se consigue reducir significativamente las pérdidas y el coeficiente de descarga aumenta prácticamente hasta 1.

### ○ *Elección de las distancias de promediado*

Se ha realizado un estudio de sensibilidad de malla y se ha determinado la malla óptima. Para esta malla se han diferentes longitudes del tramo recto de tubo aguas abajo del tubo orificio, y se ha evaluado el coeficiente de descarga basado en las presiones estática y total para diferentes distancias. Este estudio se ha realizado ante las diferencias encontradas entre las diferentes publicaciones analizadas, o bien ante

la falta de información. Se ha encontrado que, dependiendo de la distancia a la que se evalúen las presiones, el coeficiente de descarga puede ser diferente.

A la vista de los resultados, se recomienda utilizar las distancias de promediado aguas arriba y aguas abajo del orificio recomendadas en la norma UNE-EN ISO 5167-2.

En conclusión se debería optar por utilizar como secciones de promediado las situadas a unas distancias suficientemente alejadas tanto aguas arriba como aguas abajo. Es decir, aguas arriba, las secciones “x-10” ó “x-D” (según la norma citada anteriormente) y aguas abajo las secciones “y+5” ó “y+6D”. De acuerdo a los resultados obtenidos para el coeficiente de descarga en ambos casos los resultados son similares.

### o *Conclusiones del estudio*

Comparando los resultados numéricos obtenidos con los resultados experimentales disponibles en la literatura abierta, se pueden justificar las diferencias obtenidas en base a un posible error en las medidas cometido en los ensayos experimentales. Ya que por ejemplo en el trabajo de Jankowsky et al [1] el coeficiente de descarga es calculado utilizando tomas de presión colocadas en la esquina, es decir, evaluando la diferencia de presiones en dos localizaciones inmediatamente aguas arriba y aguas abajo del orificio, y esto puede inducir sensibles diferencias en el cálculo de  $C_d$ . Para comprobar este extremo se han procesado los resultados numéricos utilizando las secciones de promediado justo en los extremos del tubo-orificio “x” e “y” y los resultados son muy similares a los obtenidos promediando para secciones más alejadas. Sin embargo, si alguna de las secciones de promediado está dentro del tubo-orificio, es decir, si se utiliza la sección “x+1” o la “y-1” el resultado obtenido para el coeficiente de descarga disminuye hasta valores aproximados de 0.45. Según la recomendación de la norma UNE-EN ISO 5167-2 la distancia aguas arriba y abajo del tubo-orificio para hacer los promediados debería ser mucho mayor y no sería adecuado medir justo en la sección de entrada y salida del tubo orificio. Por otro lado, a las distancias recomendadas en la norma, las presiones estática y total son prácticamente iguales, por lo que se puede obtener el coeficiente de descarga a partir de la diferencia de presiones estáticas obtenidas, que además es lo que recomienda la norma.

El coeficiente de descarga a muy bajos número de Reynolds es similar y no depende significativamente de las secciones que se utilicen para el promediado, pero a medida que aumenta el número de Reynolds y sobre todo en la región de flujo turbulento el coeficiente de descarga es bastante diferente.

En consecuencia, y comparando los resultados numéricos obtenidos con los resultados experimentales disponibles en la literatura abierta, se puede concluir que

a bajos números de Reynolds, el flujo es muy laminar y los resultados son coincidentes porque la influencia de las secciones de medida que se utilizan para el promediado es nula.

Sin embargo, conforme aumenta el número de Reynolds el flujo en las regiones de entrada y salida del tubo-orificio está modificado y la evaluación del coeficiente de descarga mediante la variación de la presión estática puede verse modificado sensiblemente en función de las secciones de promediado utilizadas. Las diferencias encontradas con los datos experimentales de Jankowsky puede ser debidas a esta cuestión.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**

- [1] T. A. Jankowski, E. N. Schmierer, F.C. Prenger y S. P. Ashworth. “A Series Pressure Drop Representation for Flow Through Orifice Tubes”, en ASME Fluids Engineering Division, mayo 2008.
- [2] Tomasz Kiljanski, “Discharge Coefficient for Free Jets From Orifices al Low Reynolds Number”, en ASME Fluids Engineering Division, enero 1993.
- [3] Wu, D., Burton, R., Schoenau, G., and Bitner, D., 2003, “Modelling of Orifice Flow Rate at Very Small Openings,” *Int. J. Fluid Power*, **4**, pp. 31–39.
- [4] Johansen, F. C., 1930, “Flow Through Pipe Orifices at Low Reynolds Numbers,” *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, **126**, pp. 231–245.
- [5] Hasegawa, T., Suganuma, M., and Wantanabe, H., 1997, “Anomaly of Excess Pressure Drops of the Flow Through Very Small Orifices,” *Phys. Fluids*, **9**, pp.1–3.
- [6] Borutzky, W., Barnard, B., Thoma, J., 2002, “An orifice flow model for laminar and turbulent conditions”, *Simulation Modelling Practice and Theory* 10, 141–152.
- [7] Ramamurthi, K.; Nandakumar, K., 1999, “Characteristics of flow through small sharp-edged cylindrical orifices”, *Flow Measurement and Instrumentation* 10, 133–143.
- [8] Celata, G. P., Cumo, M., McPhail S. J., Tesfagabir, L., Zummo, G., “Experimental study on compressible flow in microtubes”, 2007, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28, 28–36
- [9] Phares, D.J., Smedley, G.T., Zhou, J., “Laminar flow resistance in short microtubes”, 2005, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26 (2005) 506–512.
- [10] Robert L. Mott. “Mecánica de Fluidos”, 6ª edición.
- [11] Irving H. Shames. “Mecánica de Fluidos”. 3ª edición.
- [12] Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J. Pritchard. “Introduction to Fluid Mechanics”. 6ª edición.
- [13] Tu X., P.S. Hrnjak, Bullard C.W., “Refrigerant 134a liquid flow through micro-scale short tube orifices with/without phase change”, en *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006) 253-262.

- [14] Brower W.B. Jr, Eisler E., Filkorn E.J., Gonenc J., Plati C., Stagnitti J., “On the Compressible Flow Through an Orifice”, en ASME Fluids Engineering Division, diciembre 1993.
- [15] Kusmanto, F., Jacobsen, E. L., and Finlayson, B. A., 2004, “Applicability of Continuum Mechanics to Pressure Drop in Small Orifices,” Phys. Fluids, 16, pp. 4129–4134.

**Apuntes**

- Apuntes de la asignatura Mecánica de Fluidos General.
- Apuntes de la asignatura Ingeniería Fluidomecánica.

**FIGURAS**

Figura 1: Flujos viscosos y no viscosos. .... 12

Figura 2: Comportamiento reológico de algunos fluidos. .... 14

Figura 3: Representación esquemática de un flujo cortante unidireccional. .... 15

Figura 4: Datos típicos de esfuerzo de esfuerzo cortante – velocidad de deformación para aceite de cocina y jarabe de maíz. .... 16

Figura 5: Descripción y clasificación de los movimientos de un flujo. .... 17

Figura 6: Coeficiente de descarga frente a la raíz cuadrada del número de Reynolds. ... 19

Figura 7: Coeficientes de pérdidas para orificios de borde afilado. .... 21

Figura 8: Parámetros geométricos de tubos-orificio..... 24

Figura 9: Coeficiente de descarga previsto por la ecuación 2.17 para orificios de borde afilado y para tubos-orificio con  $\beta \leq 0.25$ ; los datos de los puntos son de Johansen [4] para orificios de borde afilado ( $L/d=0$ ) con  $\beta=0.209$ . .... 25

Figura 10: Ventana de edición del “journal” ..... 28

Figura 11: Puntos delimitadores de la geometría creados con Gambit [2]..... 28

Figura 13: Geometría creada con Gambit..... 29

Figura 12: Ventana de operaciones de Gambit..... 29

Figura 14: Ventana de operaciones de Gambit..... 30

Figura 15: Delimitación de la geometría. ....	30
Figura 17: Geometría en 3D (creada con AutoCAD).....	31
Figura 18: Distintas zonas definidas en la geometría a estudiar.....	32
Figura 19: Ventana de operaciones de mallado de Gambit. ....	32
Figura 19: Mallado de la geometría estudiada (M10). ....	33
Figura 20: Mallado en detalle de la geometría estudiada (M10).....	33
Figura 21: Solver → Fluent 5/6.....	37
Figura 22: Selección de las condiciones de contorno.....	38
Figura 23: Condiciones de contorno para la geometría en estudio. ....	38
Figura 24: Ventana de opciones para crear el archivo a exportar. ....	38
Figura 25: Tres puntos creados en el interior del orificio para evaluar los distintos parámetros. ....	39
Figura 26: Secciones de promediado.....	42
Figura 27: Evolución de las presiones estática y total a lo largo del conducto I.....	43
Figura 28: Evolución de las presiones estática y total a lo largo del conducto II. ....	43
Figura 29: Evolución de la presión estática por tramos a lo largo del conducto para velocidades de entrada de 0,1 y 0,2 m/s. ....	45
Figura 30: Coeficiente de descarga evaluado de las dos formas descritas anteriormente (I y II). ....	47

Figura 31: Comparación entre los datos de I y II con los procedentes de simulación y de las ecuaciones. ....	47
Figura 32: Malla de la G2.....	48
Figura 33: Detalle del orificio de la G2.....	48
Figura 34: Gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x-D y+6”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones. ....	48
Figura 35: Detalle de la gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x-10 y+5”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones. ....	49
Figura 36: Gráfica comparativa de la G2 (datos procesados en “x+1 y-1”) con los de la G1, los procedentes de simulación y de las ecuaciones. ....	49
Figura 37: Malla de la G3.....	50
Figura 38: Detalle del orificio de la G3.....	50
Figura 39: Gráfica comparativa de la G3. ....	50
Figura 40: Malla de la G4.....	51
Figura 41: Detalle del orificio de la malla de la G4. ....	51
Figura 42: Gráfica comparativa de la G4. ....	52
Figura 43: Gráfica comparativa de la G4 con la G1.....	52
Figura 44: Malla de la G5.....	53
Figura 45: Detalle del orificio de la malla de la G5. ....	53

Figura 46: Gráfica comparativa de los datos de la G5 con los experimentales de Johansen y los obtenidos con la ecuación 3.2. .... 53

Figura 47: Gráfica comparativa de datos procedentes de las ecuaciones, de simulación numérica y datos experimentales..... 54

Figura 48: Gráfica en detalle comparativa de datos procedentes de las ecuaciones, de simulación numérica y datos experimentales. .... 55

**TABLAS**

Tabla 1: Dimensiones de cada geometría para la validación de la metodología propuesta por Johansen [4]. ..... 31

Tabla 2: “Interval count” seleccionado en cada zona y número de celdas de cada malla. .... 39

Tabla 3: Evaluación del coeficiente de descarga promediando la caída de presión en diferentes localizaciones..... 42

Tabla 4: Resumen de las medidas de las geometrías del estudio. .... 46

**ECUACIONES**

Ecuación 2.1: Ley de Potencia ..... 13

Ecuación 2.2: Ecuación para explicar el comportamiento de los *materiales lineales de Bingham*..... 13

Ecuación 2.3: Velocidad de deformación expresada como el gradiente de velocidad en dirección perpendicular a la fuerza de cortadura..... 14

Ecuación 2.4: Velocidad de deformación para un fluido incompresible..... 15

Ecuación 2.5: Cálculo del Número de Reynolds..... 17

Ecuación 2.6: Cálculo del Número de Reynolds en función del caudal volumétrico. ... 18

Ecuación 2.7: Tasa de flujo volumétrico a través de un orificio. .... 18

Ecuación 2.8: Cálculo del coeficiente de descarga..... 19

Ecuación 2.9: Cálculo del coeficiente de descarga para valores de  $Re$  pequeños. .... 19

Ecuación 2.10: Caída de presión en función del coeficiente de pérdidas adimensional,  $K$ .  
..... 23

Ecuación 2.11: Caída de presión en función del factor de fricción de Darcy,  $f$ . .... 23

Ecuación 2.12: Caída de presión en función del coeficiente de descarga,  $Cd$ . .... 23

Ecuación 2.13: Relación del coeficiente de pérdidas adimensional,  $K$ , con el factor de fricción de Darcy,  $f$ , y el coeficiente de descarga,  $Cd$ . .... 23

Ecuación 2.14: Número de Reynolds en el orificio.....	24
Ecuación 2.16: Relación longitud-diámetro. ....	24
Ecuación 2.15: Relación de diámetros. ....	24
Ecuación 2.17: Coeficiente de descarga en orificios de borde afilado.....	25
Ecuación 2.18: Ecuación de continuidad de forma diferencial. ....	34
Ecuación 2.19: Ecuación de la continuidad de forma integral. ....	34
Ecuación 2.20: Flujo de masa.....	34
Ecuación 2.21: Flujo de masa en función de la velocidad y el área de salida.....	34
Ecuación 2.22: Segunda Ley de Newton.....	35
Ecuación 2.23: Ecuación de cantidad de movimiento lineal para un volumen de control. .....	35
Ecuación 2.24: Ecuación de la energía mecánica I. ....	35
Ecuación 2.25: Ecuación de la energía mecánica II. ....	35
Ecuación 2.27: Energía total de un fluido II.....	36
Ecuación 2.28: Teorema de Bernouilli.....	36

Ecuación 3.1: Coeficiente de descarga para flujo incompresible en un tubo-orificio.... 41

Ecuación para 3.2: Cálculo del coeficiente de descarga para orificios de borde afilado.  
[3] ..... **¡Error! Marcador no definido.**

Ecuación 3.3: Cálculo del coeficiente de fricción. .... **¡Error! Marcador no definido.**

Ecuación 3.4: Coeficiente de descarga global para flujo a través de tubos-orificio.  
..... **¡Error! Marcador no definido.**