



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarien Goi Mailako Eskola

Laboratorio de Mecánica de Fluidos

GUIONES DE LAS PRÁCTICAS DEL LABORATORIO DE MECÁNICA DE FLUIDOS

Alejandro Rivas Nieto
Gorka Sánchez Larraona
San Sebastián Febrero 2008

tecnun

CAMPUS TECNOLÓGICO DE LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA. NAFARROAKO UNIBERTSITATEKO CAMPUS TEKNOLOGIKOA
Paseo de Manuel Lardizábal 13. 20018 Donostia-San Sebastián. Tel.: 943 219 877 Fax: 943 311 442 www.tecnun.es
arivas@tecnun.es/gsanchez@tecnun.es

ÍNDICE

ÍNDICE.....	i
1. CAUDALÍMETROS Y TUBO DE PITOT	1
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA	1
1.2 FUNDAMENTOS.....	2
1.2.1 Caudalímetros de Presión Diferencial	2
1.2.2 Tubos de Pitot y de Pitot-Prandtl.....	4
1.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS	6
1.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA.....	8
1.5 TRABAJO DE GABINETE.....	9
1.6 BIBLIOGRAFÍA.....	10
2 FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE TUBERÍAS Y TOBERAS.....	17
2.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA	17
2.2 FUNDAMENTOS.....	18
2.2.1 Flujo en una tobera convergente.....	18
2.2.2 Pérdida de carga en un ensanchamiento brusco	19
2.2.3 Pérdidas de carga en una tubería	21
2.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYO.....	23
2.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA.....	25
2.4.1 Medidas de presión en la garganta de la tobera y en la tubería de aspiración	25
2.4.2 Medidas de presión en la tobera convergente	25
2.5 TRABAJO DE GABINETE.....	26
2.6 BIBLIOGRAFÍA.....	28
3 TRANSITORIOS EN INSTALACIONES. GOLPE DE ARIETE.....	35
3.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA	35
3.2 FUNDAMENTOS.....	36
3.2.1 Introducción	36
3.2.2 Tipos de transitorios	37
3.2.3 Golpe de ariete producido por el cierre instantáneo de una válvula	38
3.2.4 Celeridad y pulso de Joukowsky	41
3.2.5 Tiempo de cierre.....	42
3.2.6 Separación de la columna	43
3.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS	44
3.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA.....	46
3.5 Trabajo de Gabinete.....	48
3.6 Bibliografía.....	49
4 PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS COMPONENTES DE LAS INSTALACIONES HIDRÁULICAS.....	55
4.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA.....	55
4.2 FUNDAMENTOS.....	56
4.2.1 El Coeficiente Adimensional de Pérdidas.....	56
4.2.2 Pérdidas en conductos y pérdidas singulares.....	57
4.2.3 Pérdidas de carga en conductos.....	58
4.2.4 Pérdidas de carga singulares.....	61
4.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYO.....	64
4.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA.....	66

4.4.1	Procedimiento general.....	66
4.4.2	Procedimiento para medidas de caída de presión en tuberías {1}, {3} y {5}	66
4.4.3	Procedimiento para medidas de caída de presión en válvulas {7}, {8} y {9}	66
4.4.4	Procedimiento para medidas de caída de presión en elementos {12} y {13}	66
4.4.5	Procedimiento para medidas de caída de presión en elementos {15} y {16}	67
4.5	TRABAJO DE GABINETE.....	68
4.6	BIBLIOGRAFÍA.....	69



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarien Goi Mailako Eskola

Laboratorio de Mecánica de Fluidos

Práctica de Laboratorio 1
**CAUDALÍMETROS Y TUBO DE
PITOT**

tecnun

CAMPUS TECNOLÓGICO DE LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA. NAFARROAKO UNIBERTSITATEKO CAMPUS TEKNOLOGIKOA
Paseo de Manuel Lardizábal 13. 20018 Donostia-San Sebastián. Tel.: 943 219 877 Fax: 943 311 442 www.tecnun.es
arivas@tecnun.es/gsanchez@tecnun.es

1. CAUDALÍMETROS Y TUBO DE PITOT

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA

En la presente práctica se va a estudiar el funcionamiento de los *Caudalímetros de Presión Diferencial* y del *Tubo de Pitot*. Respecto a los primeros, para los tres tipos existentes en el banco de ensayo, (placa de orificio, tobera y tubo de Venturi) se obtendrá experimentalmente el valor de su *coeficiente de derrame*, C_D , y se analizará la variación de este último con el número de Reynolds. Dicha variación se comparará con la proporcionada por la bibliografía.

Con el *Tubo de Pitot* se medirá la velocidad de un flujo turbulento y completamente desarrollado en el eje de una tubería de sección circular. El valor obtenido se comparará con el proporcionado por la bibliografía.

En esta práctica se van a realizar medidas de caudal y diferencia de presiones. Para conocer el caudal que está circulando por el banco se medirá mediante un cronómetro el tiempo que tarda en pasar a través de un *Contador Woltmann* un determinado volumen de líquido. El contador que se va a utilizar tiene una resolución de 1 litro. Las medidas de presión se realizarán a través de tomas o aberturas piezométricas practicadas en el banco que se conectarán a un *manómetro de columna Agua-Aire* cuyo esquema se observa en la siguiente figura. Los manómetros empleados tienen una resolución de 0.001 m.c.a.

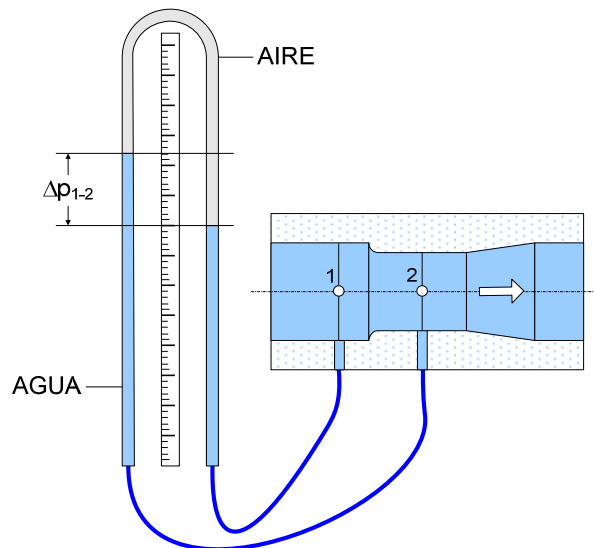


Figura 1. Manómetro de Columna Agua-Aire

1.2 FUNDAMENTOS

1.2.1 Caudalímetros de Presión Diferencial

El fundamento de los *caudalímetros de presión diferencial* o *aparatos deprimógenos* es producir una caída de presión estática que está relacionada con el caudal volumétrico de fluido que circula a través de ellos. Esta caída de presión se consigue mediante una obstrucción al flujo en el conducto que acelera el fluido (Figura 2).

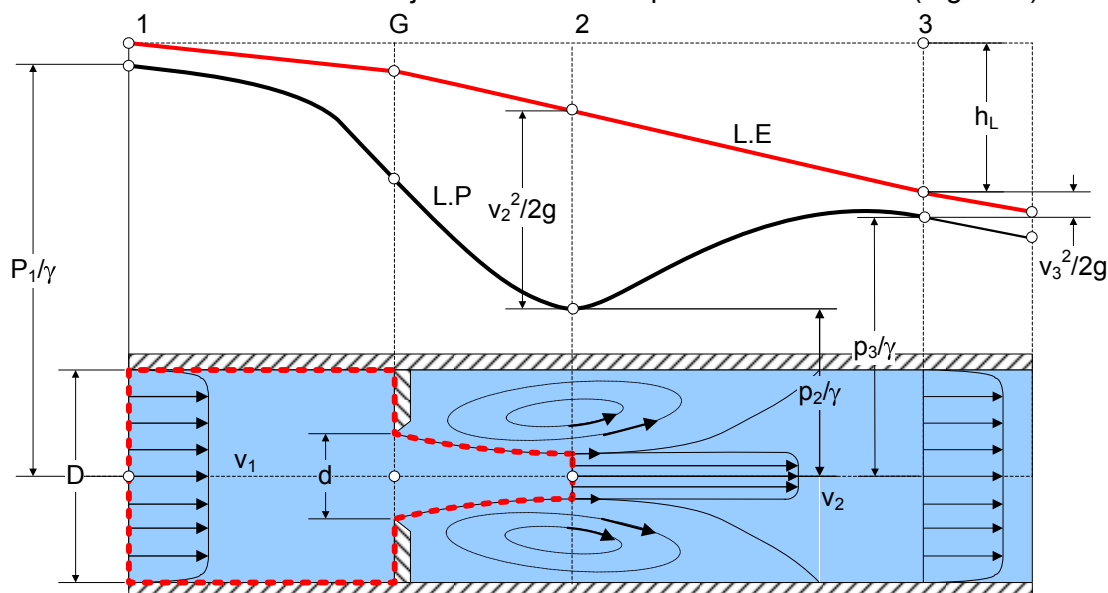


Figura 2. Flujo en la obstrucción de un conducto

Si se aplican las ecuaciones de continuidad y energía (Bernoulli) entre la sección 1 de la Figura 2, aguas arriba de la obstrucción, y la sección 2 aguas abajo de la misma, donde la vena líquida se ha contraído al mínimo y la velocidad del fluido es máxima, se tendrá:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad \text{Ec. 1}$$

$$\frac{1}{\gamma} \cdot (p_2 - p_1) + \frac{1}{2g} \cdot (v_2^2 - v_1^2) + (h_L)_{12} = 0 \quad \text{Ec. 2}$$

Despejando la velocidad en el conducto en la ecuación de la continuidad quedará como:

$$v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad \text{Ec. 3}$$

Sustituyendo la Ec. 3 en la ecuación de la energía se obtiene:

$$\frac{1}{\gamma} \cdot (p_2 - p_1) + \frac{1}{2g} \cdot v_2^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right] + (h_L)_{12} = 0 \quad \text{Ec. 4}$$

Haciendo la aproximación de despreciar las pérdidas de energía que existen entre la sección 1 y la 2 es posible despejar la velocidad v_2 como:

$$v_2 = \left(\frac{2 \cdot (p_1 - p_2) / \rho}{1 - (A_2/A_1)^2} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 5}$$

El caudal vendrá expresado como:

$$Q = A_2 \cdot v_2 = A_2 \cdot \left(\frac{2 \cdot (p_1 - p_2) / \rho}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 6}$$

Aunque el área de la vena líquida en 2 es menor que el área de la obstrucción A_G , como aproximación se puede considerar:

$$A_2 \cong A_G \quad \text{Ec. 7}$$

Con lo que el caudal quedará de la forma:

$$Q = A_G \cdot v_2 = A_G \cdot \left(\frac{2 \cdot (p_1 - p_2) / \rho}{1 - (A_G / A_1)^2} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 8}$$

Suponiendo que tanto la sección del conducto como la de la obstrucción son circulares se denomina factor de obstrucción a la relación:

$$\beta = \frac{d}{D} \quad \text{Ec. 9}$$

El caudal, expresando la diferencia de presiones en m.c.l., $h_{12} = (p_1 - p_2) / \gamma$ quedará como:

$$Q = A_G \cdot v_2 = A_G \cdot \left(\frac{2g \cdot h_{12}}{1 - \beta^4} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 10}$$

En realidad las aproximaciones que se han efectuado hasta conseguir la Ec. 10 hacen que el verdadero caudal se aleje del obtenido por la ecuación por lo que será necesario *calibrar* el caudalímetro mediante la determinación experimental de un *coeficiente de descarga o de derrame* C_D , de forma que el caudal real vendrá dado por:

$$Q = C_D \cdot A_G \cdot \left(\frac{2g \cdot h_{12}}{1 - \beta^4} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 11}$$

El coeficiente de descarga es adimensional y depende del *número de Reynolds en el conducto* y del *factor de obstrucción*. Su valor se encuentra siempre entre cero y uno.

$$C_D = C_D(\text{Re}, \beta) \quad \text{Ec. 12}$$

La relación entre el coeficiente de descarga de un caudalímetro y el número de Reynolds y el coeficiente de obstrucción debe ser obtenida experimentalmente.

Los tres tipos de caudalímetros de presión diferencial más comunes son la *Placa de Orificio* (Figura 6), la *Tobera* (Figura 7) y el *Tubo de Venturi* (Figura 8). En la bibliografía se pueden encontrar para cada uno de estos caudalímetros la relación entre el coeficiente de descarga, el número de Reynolds y el coeficiente de obstrucción^[2]. Las relaciones comúnmente utilizadas son:

Para las placas de orificio con tomas de presión en las esquinas:

$$C_D = 0.5959 + 0.0312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^8 + (0.0029 \cdot \beta^{2.5}) \cdot \left(\frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{0.75} \quad \text{Ec. 13}$$

Para las toberas de radio corto:

$$C_D = 0.9900 - 0.2262 \cdot \beta^{4.1} + (0.000215 - 0.001125 \cdot \beta + 0.00249 \cdot \beta^{4.7}) \cdot \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{1.15} \quad \text{Ec. 14}$$

y para los tubos de Venturi:

$$C_D = 0.9858 - 0.196 \cdot \beta^{4.5} \quad \text{Ec. 15}$$

1.2.2 Tubos de Pitot y de Pitot-Prandtl

El *Tubo de Pitot*^{[3],[4],[5]} es simplemente un tubo hueco de sección circular de pequeño diámetro, doblado en L y cuyo eje se alinea con la dirección de la velocidad del flujo en el punto de medida (Figura 3). El *Tubo de Pitot* se conecta a un transductor de presión como por ejemplo un manómetro de columna. La presión leída en este transductor corresponde a la presión del punto E de la Figura 3, que se denomina *presión de estancamiento* o *presión total* del flujo en el punto 0. La presión de estancamiento de una partícula de fluido en un determinado punto es la presión que alcanzaría la partícula si fuera frenada hasta el reposo sin pérdida alguna de energía. De la definición se puede concluir que:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} = \frac{p_E}{\gamma} \quad \text{Ec. 16}$$

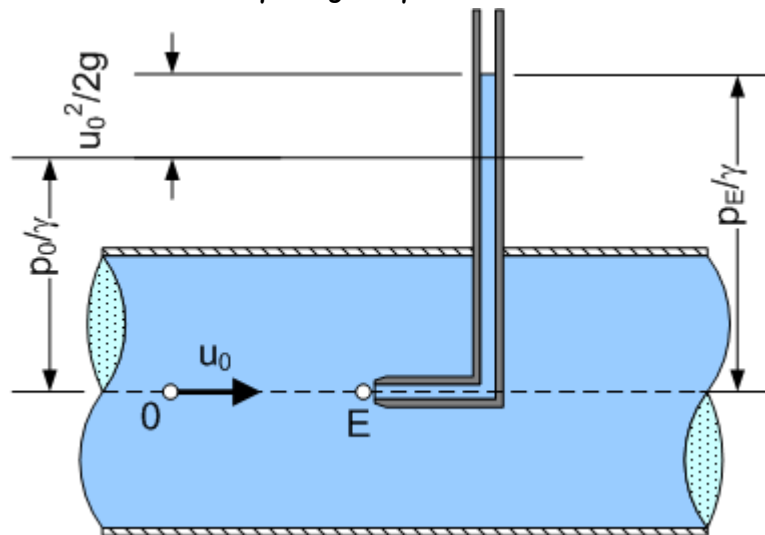


Figura 3. Tubo de Pitot

Si el *Tubo de Pitot* se combina con un *tubo o abertura piezométrica* que permita medir la *presión estática* en el punto 0, será posible relacionar la velocidad con la diferencia de las presiones medidas:

$$u_0 = \left[\frac{2g \cdot (p_E - p_0)}{\gamma} \right]^{1/2} = \sqrt{2g \cdot h_{E0}} \quad \text{Ec. 17}$$

siendo h_{E0} la diferencia de presiones medida en m.c.f. La combinación del tubo de Pitot y un tubo piezométrico se denomina tubo de *Pitot estático* o *Pitot-Prandtl* (Figura 4). El tubo de Pitot estático permite medir de forma directa la altura de energía cinética o también denominada *presión dinámica*.

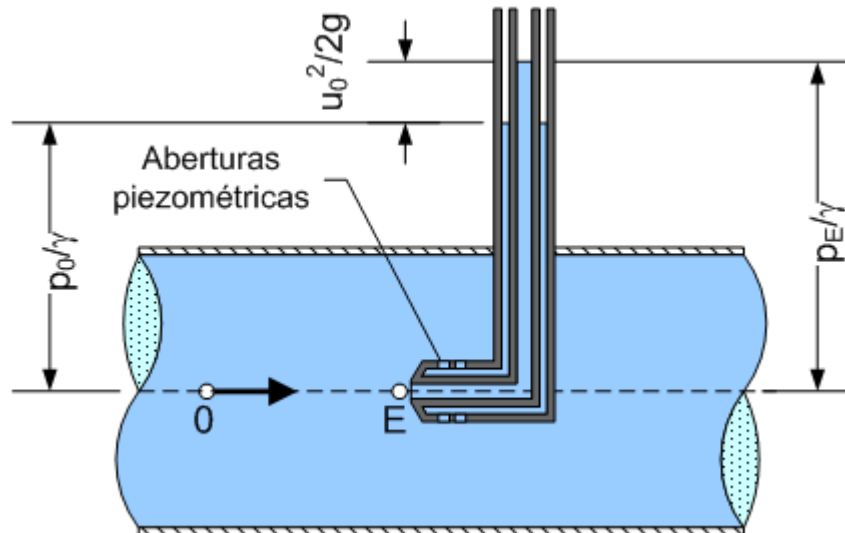


Figura 4. Tubo de Pitot-Prandtl

Si se considera un *Tubo de Pitot* como el de la Figura 4 que se encuentra alineado con el eje de un conducto por el que circula un fluido, si la alineación es correcta y el tubo está bien construido, la velocidad que se está midiendo es la correspondiente al eje de la tubería. Es conocido que en el flujo completamente desarrollado en un conducto^[2] la velocidad en el eje no coincide con la velocidad media, siendo relación muy grande en un flujo laminar (la del eje es el doble de la media) y menor en flujo turbulento (son muy parecidas). La relación entre estas dos velocidades en régimen turbulento viene dada por:

$$\frac{u_0}{v} = 1 + 1.33 \cdot \sqrt{f} \quad \text{Ec. 18}$$

siendo u_0 la velocidad en el centro del eje, $v=Q/A$ la velocidad media del fluido y f el factor de fricción de Darcy, función del número de Reynolds y la rugosidad relativa del conducto, que podrá obtenerse a partir del ábaco de Moody o de las fórmulas que lo aproximan (por ejemplo la de PSAK).

1.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

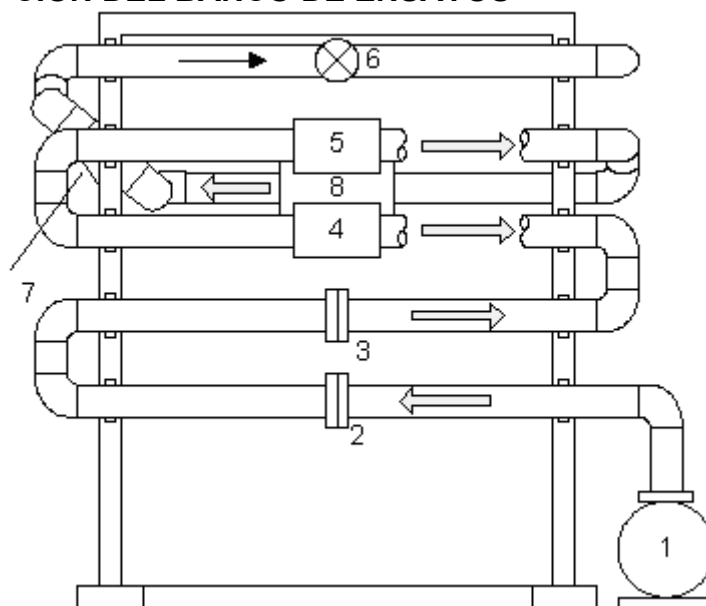


Figura 5. Banco de ensayos

En la Figura 5 se muestra un esquema del banco de la práctica. A continuación se enumeran sus componentes principales:

- {1} *Bomba.*
- {2} *Placa de Orificio con tomas de presión en las esquinas. Colocada en una tubería de PVC ($\epsilon=0.007$ mm) de diámetro interior de 53 mm (Figura 6).*
- {3} *Tobera de radio corto ISA 1932. Colocada en una tubería de PVC ($\epsilon=0.007$ mm) de diámetro interior de 53 mm (Figura 7).*
- {4} *Tubo de Venturi (Figura 8).*
- {5} *Tubo de Pitot estático. Orientado en el eje de una tubería de 53 mm de diámetro.*
- {6} *Válvula reguladora de Caudal.*
- {7} *Válvula antirretorno.*
- {8} *Contador volumétrico de agua Woltmann HELIX 4000.*

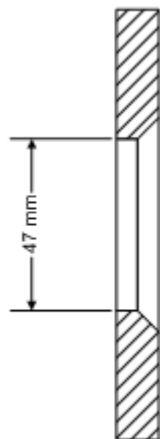


Figura 6. Placa de Orificio

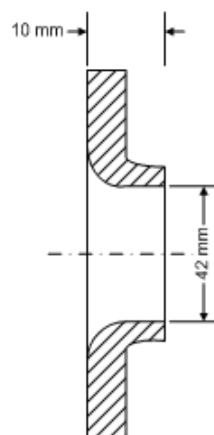


Figura 7. Tobera

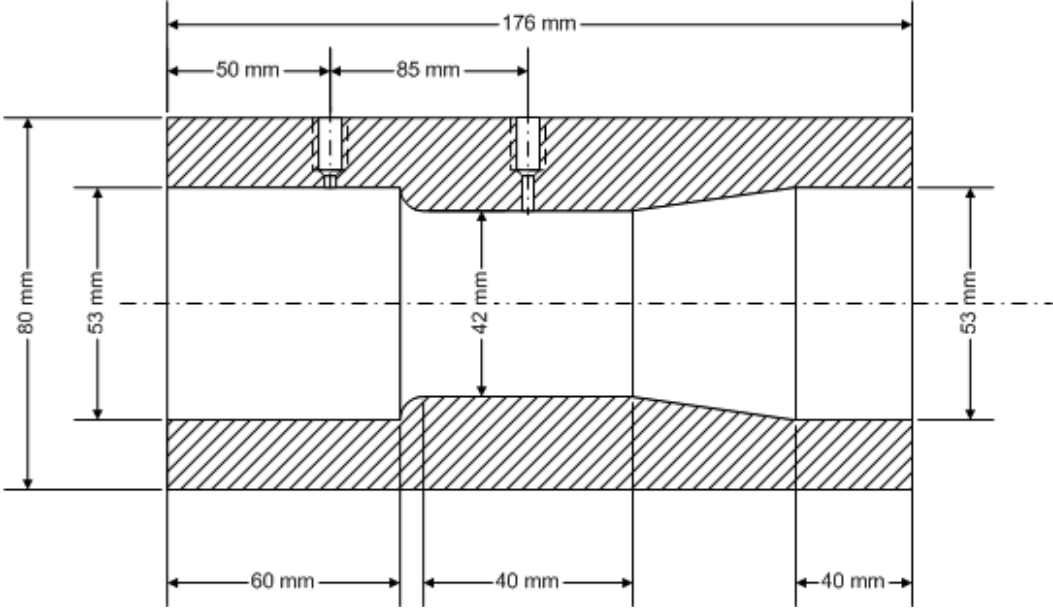


Figura 8. Tubo de Venturi

1.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA

Con la bomba {1} parada se escogerá una apertura de la válvula reguladora de caudal {6}. Se pondrá la bomba {1} en marcha y una vez establecido el flujo en la instalación del banco se procederá a medir el caudal que está circulando, para ello se pondrá en marcha el cronómetro y cuando el contador {8} indique que ha pasado un determinado volumen de agua se detendrá el cronometro. Tanto el volumen como el tiempo se anotarán en el cuaderno de prácticas. El caudal se obtendrá como el cociente entre el volumen y el tiempo medidos.

Sin variar la válvula reguladora de caudal {6} se medirán la diferencia de presiones en los caudalímetros de presión diferencial y en el Tubo de Pitot apuntándolas en el cuaderno de prácticas.

Se repetirá este procedimiento para diez caudales diferentes obtenidos variando la apertura de la válvula reguladora de caudal {6}. Debe tenerse en cuenta que el rango de los valores de los caudales de trabajo será el más amplio posible.

1.5 TRABAJO DE GABINETE

1. Para cada caudalímetro de presión diferencial se construirá una tabla donde aparezcan:
 - Caída de presión en el caudalímetro.
 - Caudal real medido.
 - Número de Reynolds.
 - Caudal calculado a partir de la caída de presión en el caudalímetro (Ec. 10).
 - Coeficiente de derrame experimental.
 - Coeficiente de derrame obtenido con las correlaciones de la bibliografía (Ec. 13, Ec. 14 y Ec. 15).
 - Error porcentual entre los coeficientes de derrame bibliográficos y experimentales.
2. Para cada caudalímetro se construirá una gráfica donde se represente el número de Reynolds (Abcisas) frente a los coeficientes de derrame bibliográficos y experimentales (Ordenadas).
3. Para el tubo de Pitot {4} se confeccionará una tabla donde aparezcan:
 - Caudal real medido.
 - Velocidad media.
 - Presión dinámica medida en el tubo de Pitot.
 - Velocidad calculada con la ecuación Ec. 17.
 - Relación entre la velocidad medida con el Pitot y la velocidad media.
 - Relación entre la velocidad medida con el Pitot y la velocidad media según la ecuación Ec. 18.
 - Error porcentual entre los valores de u_0/v de la Ec. 18 y los obtenidos experimentalmente.
4. Gráfica donde aparezca la curva $u_0/v=F(Re)$ de la Ec. 18 y los puntos experimentales.

1.6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] ***Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua.*** Universidad de Valencia. Unidad Docente de Mecánica de Fluidos. 1996. Volumen I. Capítulo 8. Medidas e instrumentación.
- [2] ***Mecánica de Fluidos.*** Frank M. White. Ed. McGraw-Hill. 1979. Páginas de la 400 a la 415 y de la 347 a la 368.
- [3] ***Mecánica de Fluidos con aplicaciones en Ingeniería.*** Joseph B. Franzini y E. John Finnemore. Ed. McGraw-Hill. 1999. Páginas de la 311 a la 343.
- [4] ***Elementos de Mecánica de Fluidos.*** Vennard y Street. Ed. CECSA. Páginas de la 577 a la 639.
- [5] ***Introduction to Fluid Mechanics.*** James E. A. John y William L. Haberman. Ed. Prentice Hall. Páginas de la 493 a la 523.

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarrien Goi Mailako Eskola

Laboratorio de Mecánica de Fluidos

Práctica de Laboratorio 2
**FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE
TUBERÍAS Y TOBERAS**

tecnun

CAMPUS TECNOLÓGICO DE LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA. NAFARROAKO UNIBERTSITATEKO CAMPUS TEKNOLOGIKOA
Paseo de Manuel Lardizábal 13. 20018 Donostia-San Sebastián. Tel.: 943 219 877 Fax: 943 311 442 www.tecnun.es
arivas@tecnun.es/gsanchez@tecnun.es

2 FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE TUBERÍAS Y TOBERAS

2.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA

El objeto de esta práctica es analizar los flujos en una tobera convergente, en una tubería y en el ensanchamiento brusco que une a ambos. En la tobera se obtendrán las distribuciones de presión a lo largo de su eje y se compararán con las obtenidas a partir de la ecuación de Bernoulli suponiendo despreciables las pérdidas de carga.

En la tubería se medirán las presiones en diferentes secciones a lo largo de su longitud. Con estas mediciones de presión se podrá establecer a partir de qué sección aguas abajo de la entrada de la tubería el flujo se puede considerar completamente desarrollado. En la zona donde el flujo en la tubería está completamente desarrollado se podrá obtener la pérdida de carga a partir de las presiones medidas y también el factor de fricción de Darcy con la medida del caudal. El valor del factor de Darcy obtenido en el banco de ensayos se podrá comparar con el proporcionado por el ábaco de Moody o ecuaciones equivalentes.

Con las medidas de presión en la tubería y caudal, se podrá obtener el valor del coeficiente de pérdidas adimensional del flujo en el ensanchamiento brusco que existe en la zona comprendida desde la entrada de la tubería hasta la sección de ésta donde comienza el flujo completamente desarrollado. Dicho valor se podrá comparar con el proporcionado por la bibliografía.

En esta práctica se van a realizar medidas de la presión. Para ello en la tobera se tiene un tubo o sonda piezométrica que puede posicionarse mediante un tornillo micrométrico a lo largo del eje de la tobera y así obtener una medida de la presión en diferentes secciones de ésta. En la tubería existen aberturas piezométricas a lo largo de toda su longitud. Tanto la sonda como las aberturas piezométricas de la tubería se hallan conectadas a un manómetro Agua-Aire cuyo esquema verse en la Figura 9. Tal y como se observa en dicha figura, las presiones que se están midiendo son de vacío (manométricas negativas). Dicho manómetro tiene una resolución de milímetros de columna de agua y la medida de la presión se obtiene leyendo en una regla la diferencia de alturas de las columnas de agua.

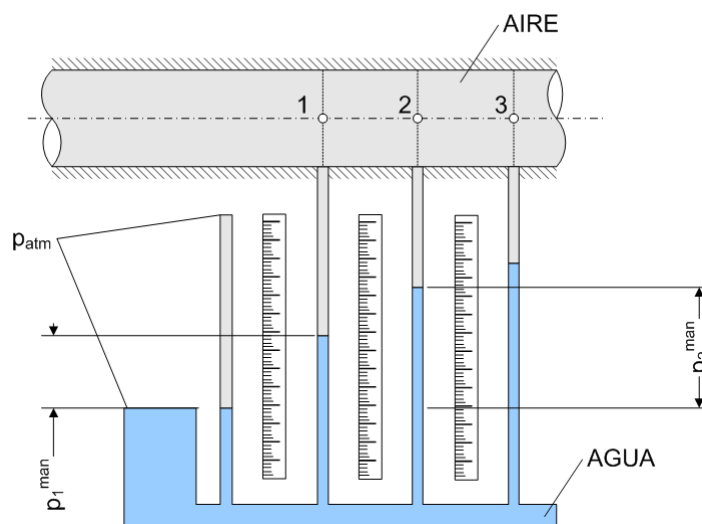


Figura 9. Manómetro Agua-Aire para medir presiones de vacío

2.2 FUNDAMENTOS

2.2.1 Flujo en una tobera convergente

Una *tobera convergente* es un conducto recto en el cuál la sección va disminuyendo gradualmente hasta alcanzar un área mínima que se denomina *garganta*. Si se supone que las condiciones del flujo en la tobera son las siguientes:

- El flujo es *incompresible*, considerándose constante la densidad del fluido. En el caso de gases esto equivale a suponer que el flujo tiene un bajo número de Mach (velocidades inferiores a la velocidad del sonido)^[1].
- La capa límite^[1] no se ha desprendido y por tanto suponemos tienen un espesor despreciable frente al radio de la sección. Además la tobera no tiene una longitud suficiente para que la capa límite crezca hasta ocupar todo el conducto. Además los efectos de la viscosidad encuentran confinados en la *capa límite*.

Es posible aplicar la ecuación de Bernoulli^[1] entre dos secciones de la tobera:

$$\frac{p_Y}{\gamma} + \alpha_Y \cdot \frac{v_Y^2}{2g} + h_{L,0Y} = \frac{p_T}{\gamma} + \alpha_T \cdot \frac{v_T^2}{2g} + h_{L,0T} = \frac{p_0}{\gamma} \quad \text{Ec. 19}$$

donde p_0 es la *presión de estancamiento máxima*, es decir la presión a la que se encuentra el aire en reposo en la atmósfera desde donde entra a la tobera. $h_{L,0Y}$ y $h_{L,0T}$ son las pérdidas de carga que sufre el aire desde que se pone en movimiento hasta que alcanza la sección en cuestión α es el coeficiente de corrección de la energía cinética.

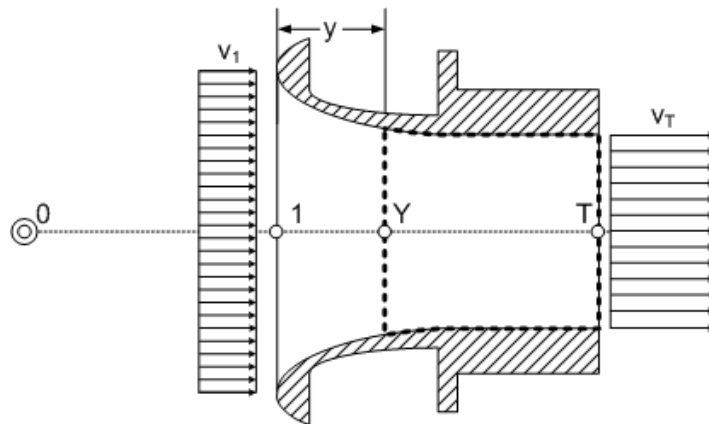


Figura 10. Flujo aproximado en dos secciones de una tobera convergente

Si se conoce la presión en un punto de la tobera, por ejemplo en la garganta (T), será posible, conociendo la presión de estancamiento p_0 , determinar la velocidad media en dicha sección y el caudal volumétrico Q que circula por la tobera.

Por la Ec. 19 se podrá escribir suponiendo α_T igual a la unidad:

$$\frac{p_T}{\gamma} + \frac{v_T^2}{2g} + h_{L,0T} = \frac{p_0}{\gamma} \quad \text{Ec. 20}$$

Despejando v_T :

$$v_T = \sqrt{2g \cdot h_{0T} - 2g \cdot h_{L,0T}} \quad \text{Ec. 21}$$

Siendo $h_{0T}=(p_0-p_T)/\gamma$ la diferencia entre la presión de estancamiento y la existente en la garganta de la tobera expresada en m.c.aire.

La velocidad que se alcanzaría en la tobera si no existieran pérdidas de carga sería:

$$v'_T = \sqrt{2g \cdot h_{0T}} \quad \text{Ec. 22}$$

Introduciendo el *coeficiente de velocidad* $C_V=v_T/v'_T$ se podrá escribir:

$$v_T = C_V \cdot \sqrt{2g \cdot h_{0T}} \quad \text{Ec. 23}$$

Y el caudal volumétrico Q calculado a partir de esta velocidad será:

$$Q = A_T \cdot v_T = A_T \cdot C_V \cdot \sqrt{2g \cdot h_{0T}} \quad \text{Ec. 24}$$

Una vez que se conoce el caudal Q , la velocidad en una sección de la tobera distinta de la referencia se podrá expresar como:

$$v_Y = \frac{Q}{A_Y} \quad \text{Ec. 25}$$

Por la Ec. 19 si se desprecian las pérdidas de carga y se supone que α es la unidad se podrá escribir:

$$\frac{p_Y}{\gamma} + \frac{v_Y^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} \quad \text{Ec. 26}$$

Despejando la presión p_Y y sustituyendo la Ec. 25 se tendrá la distribución de presiones en la tobera suponiendo las pérdidas de carga despreciables:

$$\frac{p_Y}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{A_Y} \right)^2 \quad \text{Ec. 27}$$

2.2.2 Pérdida de carga en un ensanchamiento brusco

Sea un conducto de área A_1 por el que circula en régimen estacionario, un fluido que se considerará incompresible. El conducto se ensancha de manera brusca hasta un área $A_2 > A_1$. En el ensanchamiento, tal y como muestra la Figura 11, el flujo se vuelve tridimensional y complejo, existiendo justo después del ensanchamiento dos zonas o burbujas de recirculación, una en sentido horario y en otra en sentido antihorario. Si aguas abajo el conducto permanece recto y su sección A_2 constante, el flujo regresa a la condición de totalmente desarrollado en una longitud L_D , denominada *Longitud de Desarrollo*.

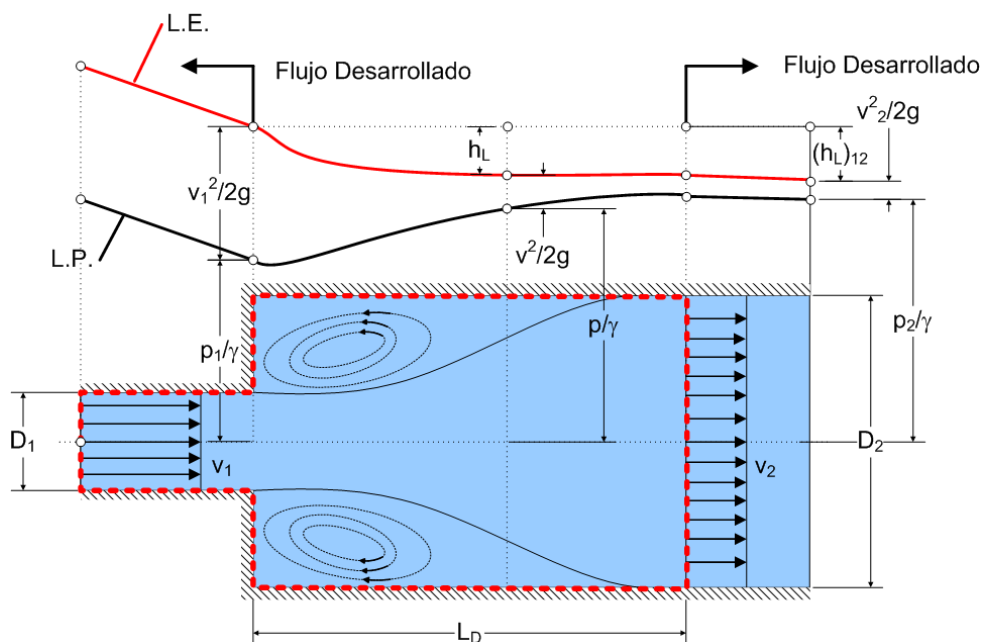


Figura 11 Flujo en un ensanchamiento brusco

Tomando un volumen de control como el de la Figura 11 las ecuaciones integrales de continuidad y energía quedan como:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad \text{Ec. 28}$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} + h_{L,12} \quad \text{Ec. 29}$$

Despejando la pérdida de carga \$h_{L,12}\$ y suponiendo los coeficientes de corrección iguales a la unidad se obtiene:

$$h_{L,12} = \frac{1}{\gamma}(p_1 - p_2) + \frac{1}{2g}(v_1^2 - v_2^2) \quad \text{Ec. 30}$$

Es posible definir un parámetro adimensional \$K_1\$, denominado *coeficiente de pérdidas*, de la forma^[1]:

$$K_1 = \frac{h_{L,12}}{v_1^2/2g} \quad \text{Ec. 31}$$

El coeficiente de pérdidas es un parámetro adimensional que en principio dependerá de la relación de áreas, del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.

Para obtener un valor de \$K_1\$, en el volumen de control de la Figura 11 se plantea la ecuación de la cantidad de movimiento en la dirección del eje del conducto despreciando las fuerzas sobre las paredes y suponiendo que en la sección 1 el valor de la presión es uniforme:

$$\frac{(p_1 - p_2)}{\gamma} = \frac{1}{g} \cdot \left(v_2^2 - v_1^2 \cdot \frac{A_1}{A_2} \right) \quad \text{Ec. 32}$$

De las Ec. 28, Ec. 29 y Ec. 32 es posible despejar la pérdida de energía como:

$$h_{L,12} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{Ec. 33}$$

De la Ec. 33 es posible obtener la relación entre el coeficiente de pérdidas K_1 y la relación de áreas:

$$K_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad \text{Ec. 34}$$

Análogamente se puede definir otro coeficiente de pérdidas del ensanchamiento brusco, K_2 , referido a la altura de energía cinética en el conducto de mayor sección.

2.2.3 Pérdidas de carga en una tubería

Si por un conducto de sección circular de diámetro D y longitud L , circula un fluido en régimen estacionario, incompresible y completamente desarrollado, la pérdida de energía mecánica es igual a la diferencia de alturas piezométricas entre las secciones extremas del conducto:

$$h_f = z_1 - z_2 + \frac{1}{\gamma} \cdot (p_1 - p_2) \quad \text{Ec. 35}$$

Por otro lado la pérdida de energía mecánica viene dada por la fórmula de Darcy-Weisbach.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ec. 36}$$

siendo f el *coeficiente de fricción de Darcy* que depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería:

$$f = f(\text{Re}, \varepsilon/D) \quad \text{Ec. 37}$$

La relación indicada en la Ec. 37 se ha obtenido por medio de numerosos trabajos teórico-experimentales siendo el más conocido el ábaco construido por L. F. Moody a partir de fórmulas obtenidas por Prandtl, Von Karman y Colebrook^[1]. Si la tubería es lisa la rugosidad relativa no influye en el valor de f , siendo función únicamente del número de Reynolds por lo que:

$$f = f(\text{Re}) \quad \text{Ec. 38}$$

Una expresión de f para régimen turbulento en tuberías lisas fue dada por *Prandtl* en 1935.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\text{Re} \cdot \sqrt{f}\right) - 0.4\right]^2} \quad \text{Ec. 39}$$

Aunque existen otras expresiones más sencillas entre las que se encuentra la propuesta por *Blasius*, válida para Re entre 4000 y 10^5 .

$$f = 0.316 \cdot \text{Re}^{-0.25} \quad \text{Ec. 40}$$

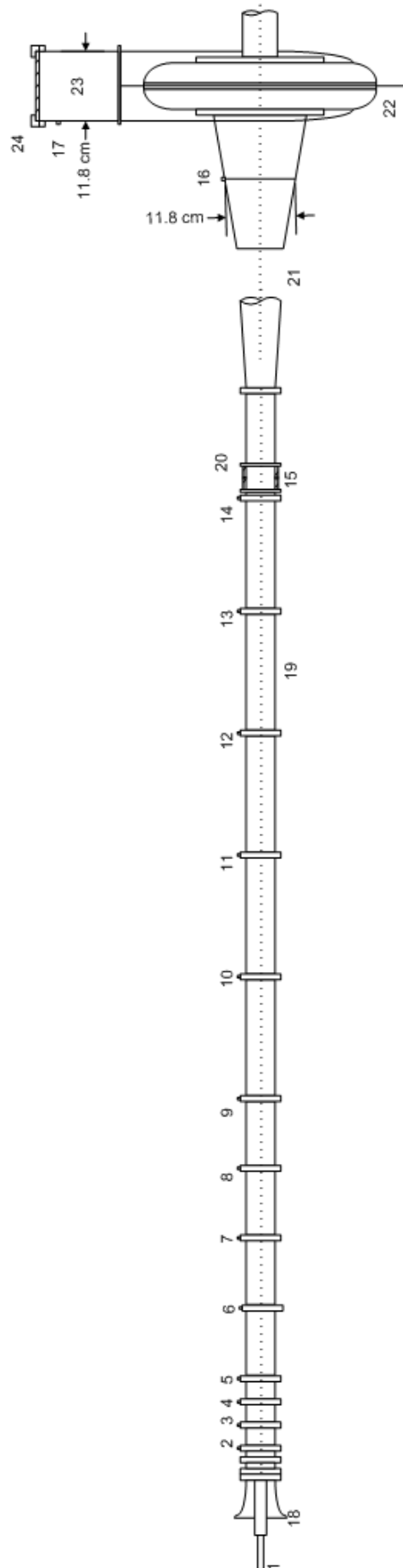


Figura 12. Banco de Ensayo

2.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYO

En la Figura 12 puede verse un esquema del banco de la práctica cuyos principales elementos son:

- {1} *Tubo piezométrico móvil.* El tubo avanza, gracias a un tornillo, dos milímetros al girar la rueda una vuelta completa. Cuando el tornillo se encuentra en la posición cero, la abertura piezométrica del tubo está situada en la entrada de la tobera.
- {2} *Toma de presión (x=5.5 cm)*
- {3} *Toma de presión (x=10 cm.)*
- {4} *Toma de presión (x=20 cm.)*
- {5} *Toma de presión (x=30 cm.)*
- {6} *Toma de presión (x=50 cm.)*
- {7} *Toma de presión (x=70 cm.)*
- {8} *Toma de presión (x=90 cm.)*
- {9} *Toma de presión (x=110 cm.)*
- {10} *Toma de presión (x=210 cm.)*
- {11} *Toma de presión (x=310 cm.)*
- {12} *Toma de presión (x=410 cm.)*
- {13} *Toma de presión (x=510 cm.)*
- {14} *Toma de presión (x=610 cm.)*
- {15} *Toma de presión estática para el tubo de Pitot.*
- {16} *Toma de presión en el cono de entrada del ventilador.*
- {17} *Toma de presión en la tubería de impulsión del ventilador.*
- {18} *Tobera convergente* (Figura 13) de coeficiente de velocidad $C_v=0.985$. Los diámetros (z) están dados en función de la distancia a la entrada de la tobera (y) según la siguiente tabla:

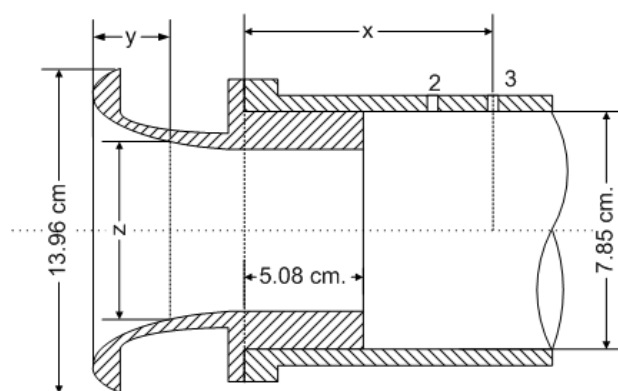


Figura 13. Tobera convergente

y (cm)	z (cm)
12.7	5.08
7.62	5.08
6.7	5.12
5.7	5.24
4.7	5.47
3.7	5.83
2.7	6.28
1.7	6.96
0.7	8.03
0	10.16

Tabla 1. Diámetros de la tobera convergente

- {19} *Tubería de aspiración* lisa de diámetro interior de 7.85 cm.

- {20} *Tubo de Pitot*. Dotado de un micrómetro para desplazarlo a lo largo de un diámetro y así medir en diferentes puntos la presión de estancamiento.

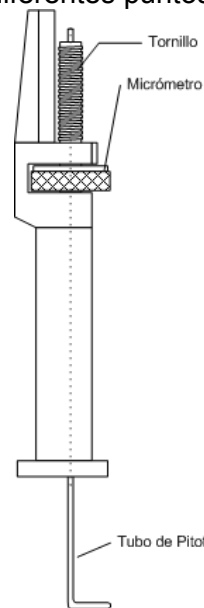


Figura 14. Tubo de Pitot con micrómetro

- {21} *Cono de entrada al ventilador*.
- {22} *Ventilador centrífugo* de 8 álabes rectos y rodete de 230 mm de diámetro exterior, 151 mm de diámetro interior y 40 mm de anchura, accionado por un motor de dos velocidades de giro (1500 y 3000 rpm).
- {23} *Tubería de impulsión* de 11.8 cm de diámetro interior.
- {24} *Compuerta reguladora del caudal*. En esta compuerta se establece el área de salida como un determinado porcentaje del área de la tubería de impulsión.

2.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA

2.4.1 Medidas de presión en la garganta de la tobera y en la tubería de aspiración

1. Se introducirá el tubo piezométrico {1} totalmente en la tobera, de forma que la abertura piezométrica del tubo quede situada en la garganta de la tobera ($y=12.7$ cm). La toma de presión del tubo piezométrico {1} se conectará al manómetro de Aire-Agua.
2. Las tomas de la {2} a la {14}, se conectarán al manómetro.
3. Se seleccionará una abertura de la compuerta {24} situada en la salida de la impulsión. Comenzando por una abertura del 100%.
4. Se pondrá en marcha el ventilador a una determinada velocidad (1500 rpm ó 3000 rpm).
5. Se apuntarán en el cuaderno de prácticas las medidas de presiones leídas en el manómetro.

Los pasos del 3 al 5 se repetirán para las dos velocidades del ventilador y para cada una de ellas se establecerán cinco aberturas de la compuerta (100%, 80%, 60%, 40% y 20%).

2.4.2 Medidas de presión en la tobera convergente

1. Se introducirá el tubo piezométrico {1} de forma que la abertura piezométrica del tubo quede situada en una sección a una determinada distancia de la tobera. La toma de presión del tubo piezométrico {1} se conectará al manómetro de Aire-Agua.
2. Se seleccionará una abertura de la compuerta situada en la salida de la impulsión {24}. Comenzando por una abertura del 100%.
3. Se pondrá en marcha el ventilador a una determinada velocidad (1500 rpm ó 3000 rpm).
4. Se apuntarán en el cuaderno de prácticas la medida de presión leída en el manómetro y correspondiente a la toma del tubo piezométrico {1}.

Los pasos del 1 al 4 se repetirán para las dos velocidades del ventilador y para cada una de ellas se establecerán cinco aberturas de la compuerta (100%, 80%, 60%, 40% y 20%). Para diferentes caudales (velocidad de giro y abertura de la compuerta), se medirán la presión en las secciones de la tobera correspondientes a $y=12.7$, 6.7, 4.7, 2.7 y 0.7 cm.

2.5 TRABAJO DE GABINETE

Para cada velocidad de giro del ventilador:

1. Confeccionar una tabla donde aparezca:
 - Abertura de la compuerta.
 - Presión medida en la garganta de la tobera.
 - Caudal circulante, dado por la Ec. 24 donde la presión de estancamiento es la presión atmosférica del laboratorio en el momento de hacer las medidas.
2. Gráfica Abertura (Abscisas)-Caudal (Ordenadas).

Para cada par de valores de la velocidad de giro del ventilador y de la apertura de la compuerta, es decir para un determinado caudal:

3. Confeccionar una tabla donde aparezca.
 - Distancia y .
 - Diámetro z .
 - Presión medida en la sección de la tobera de coordenadas (y,z) .
 - Presión en la sección de la tobera de coordenadas (y,z) obtenida de la Ec. 27.
 - Error porcentual entre las dos presiones.
4. Gráfica con doble eje de ordenadas y/y_{max} (Abscisas)- z/z_{max} (Ordenadas 1), p_Y medida y p_Y obtenida en la Ec. 27 (Ordenadas 2).
5. Confeccionar una tabla donde aparezca:
 - Distancia $x'=x-5.08\text{ cm}$ de la toma de presión.
 - Medida de la presión en la toma.
6. Gráfica x' (Abscisas)-presión en la tubería (Ordenadas).

Con todas las medidas de la práctica:

7. Confeccionar una tabla donde aparezca:
 - Caudal
 - Longitud de desarrollo del flujo en el ensanchamiento brusco.
 - Pérdida de carga en el ensanchamiento brusco.
 - Número de Reynolds en la tubería de aspiración.
 - Relación Longitud de desarrollo(*)-Diámetro de la tubería de aspiración (L_D/D).
 - Coeficiente K_1 en el ensanchamiento brusco.
 - Coeficiente K_1 dado por la ecuación Ec. 34.
 - Error porcentual entre los dos coeficientes de pérdidas.
 - Factor de fricción en la tubería de aspiración.

- Factor de fricción calculado por la Ec. 39.
 - Error porcentual entre los valores del coeficiente de fricción.
8. Gráfica Número de Reynolds (Abscisas)- K_1 experimental y calculado por la Ec. 34 (Ordenadas).
 9. Gráfica Número de Reynolds (Abscisas)- f experimental y calculado por la Ec. 40 (Ordenadas).
 10. Gráfica Número de Reynolds (Abscisas)- L_D/D (Ordenadas).

(*) El flujo de un fluido a través de un conducto recto de sección constante puede alcanzar la condición de completamente desarrollado. En el caso de conductos circulares, esta condición implica que existe una única componente de la velocidad en la dirección del eje del conducto y que no depende de la coordenada en esa dirección. Además como consecuencia del perfil de velocidades descrito, el campo de presiones presenta una variación lineal con la coordenada según la dirección del eje del conducto.

2.6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Mecánica de Fluidos**. Frank M. White. Ed. McGraw-Hill. 1979. Páginas de la 555 a la 556, de la 429 a la 433, de la 190 a la 203, de la 381 a la 388 y de la 347 a la 368.

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarien Goi Mailako Eskola

Laboratorio de Mecánica de Fluidos

Práctica de Laboratorio 3
**TRANSITORIOS EN INSTALACIONES
GOLPE DE ARIETE**

tecnun

3 TRANSITORIOS EN INSTALACIONES. GOLPE DE ARIETE

3.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA

El objeto de esta práctica es estudiar los fenómenos de flujo transitorio en una instalación hidráulica y en concreto aquellos producidos por una variación brusca de las condiciones de contorno o de funcionamiento de la instalación, los denominados Golpes de Ariete.

En el banco de ensayo de la práctica pueden generarse golpes de ariete mediante el cierre rápido de una válvula y medir la evolución temporal de la presión en la sección aguas arriba de la mencionada válvula. Es posible analizar los efectos sobre el golpe de ariete de la velocidad del fluido en la tubería y de la velocidad de cierre de la válvula.

A partir de la evolución temporal de la presión medida se puede obtener las máximas alturas de sobrepresión y subpresión del golpe así como una estimación de la celeridad de la onda. Conocida a partir de los resultados experimentales la celeridad de la onda es posible comparar las alturas máximas experimentales con la proporcionada por la bibliografía.

Para medir la presión generada en el golpe de ariete se ha dispuesto de una apertura piezométrica a la que se ha conectado un sensor de presión piezorresistivo capaz de captar la rápida evolución de la presión que se produce en un golpe de ariete. El sensor se halla conectado a un sistema de adquisición de datos compuesto por una tarjeta, una computadora y el software de control y adquisición.

3.2 FUNDAMENTOS

3.2.1 Introducción

Habitualmente en el análisis y el diseño de las instalaciones hidráulicas se considera su comportamiento en *condiciones estacionarias* donde las magnitudes hidráulicas de la instalación (caudales y presiones) permanecen constantes en el tiempo, al ser también invariables las *condiciones de funcionamiento* de la instalación: Condiciones de contorno (consumos y alturas de los depósitos) y el estado de sus elementos (i.e: grado de apertura de las válvulas y velocidad de giro de las turbomáquinas). En realidad una instalación hidráulica es un sistema dinámico y jamás se halla en estado estacionario, ya que las condiciones de funcionamiento que determinan las variables hidráulicas varían en el tiempo con una mayor o menor rapidez. Debido a esto, el análisis o el diseño adecuados de una instalación pasa por conocer la respuesta temporal de las variables hidráulicas de la instalación con el fin de evitar situaciones indeseables como^[1]:

- Presiones excesivamente altas o excesivamente bajas.
- Flujo inverso.
- Movimiento y vibraciones de las tuberías.
- Velocidades excesivamente bajas.

Los resultados de estas situaciones pueden variar desde lo ligeramente inconveniente hasta lo desastroso. Ejemplos de lo primero podrían ser la interrupción momentánea del abastecimiento o una caída de la presión en los nudos de consumo y de lo segundo la destrucción de una estación de bombeo, un desastre medioambiental, una explosión o un incendio.

El comportamiento dinámico de la instalación denominado *transitorio*, si es aquel que tiene lugar entre dos situaciones estacionarias de la instalación, puede estar producido por diferentes causas que suelen además determinar *la naturaleza del transitorio*. Dichas causas pueden ser:

- Una maniobra del operador.
- La mala selección de un componente.
- Un acontecimiento externo a la instalación.
- Problemas que se generan lentamente o de manera inadvertida.

Sobre algunas de las causas anteriores el diseñador o el operador pueden tener cierto control, como por ejemplo el arranque o parada controlados de las turbomáquinas (bombas o turbinas) y el cierre o apertura de las válvulas. Por el contrario, existen causas sobre las que no existe control alguno tales como el corte del suministro eléctrico o la rotura de una tubería. El hecho de que existan en la producción de transitorios causas de naturaleza incontrolada, no exonera a los diseñadores y operadores de prever el riesgo de que estas puedan tener lugar y deben dotar a la instalación, en la medida de lo posible, de los elementos que eliminen o minimicen los efectos indeseados de los transitorios^[1].

3.2.2 Tipos de transitorios

Los transitorios a los que puede estar sometida una instalación pueden ser de diferente naturaleza, presentando las variables hidráulicas de la instalación diferentes comportamientos dinámicos. La naturaleza de los transitorios viene definida por la *rapidez e intensidad con la que se producen las causas que los provocan*. Las hipótesis de las que se parte en el estudio de los transitorios también están relacionadas con dicha naturaleza. Los transitorios en las instalaciones hidráulicas se pueden dividir en *Suaves y Bruscos*^[1]:

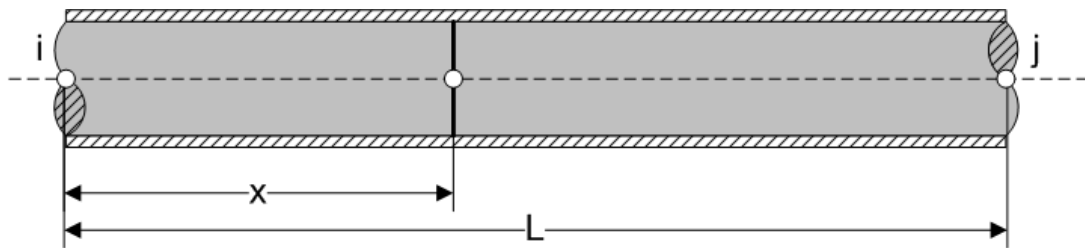


Figura 15. Tubería de sección constante

Transitorios suaves

Suelen estar producidos por variaciones lentas de las condiciones de funcionamiento tales como la variación de los consumos o de las alturas de los depósitos de la instalación o por aperturas o cierres lentos de las válvulas. En estos transitorios se consideran el *fluido incompresible* y las *tuberías rígidas*. Estas hipótesis implican que una modificación de una condición de funcionamiento influye de forma instantánea en el resto de la instalación, propagándose su efecto a velocidad infinita^[1]. Las variables hidráulicas que se consideran en este tipo de transitorios, al igual que en el estudio del estado estacionario, son las alturas piezométricas en los nodos y el caudal en las líneas pero aquí son funciones del tiempo. En el caso de tubería de sección constante A y longitud L como la de la Figura 15 la ecuación que relaciona las alturas piezométricas y el caudal (q) que circula por ella en el caso de un transitorio suave es:

$$H_i - H_j = R_{ij} \cdot q \cdot |q| + \frac{L}{g \cdot A} \cdot \frac{dq}{dt} \quad \text{Ec. 41}$$

siendo H_i y H_j son las alturas piezométricas en los extremos de la tubería y R_{ij} la resistencia de esta última. La ecuación anterior debe ser completada con las condiciones iniciales, $H_i(0)$, $H_j(0)$ y $q(0)$ y de contorno expresadas matemáticamente como $F_i(t, H_i, q) = 0$ y $F_j(t, H_j, q) = 0$.

Transitorios bruscos

También denominados *Golpes de Ariete*, están producidos por variaciones *mu*y *rápidas* de las condiciones de funcionamiento de la instalación. Un ejemplo es el transitorio producido por la desaceleración del fluido consecuencia del cierre rápido de una válvula. Al estudiar este tipo de transitorios no es posible seguir manteniendo las hipótesis de un fluido incompresible y conducciones indeformables. Por el contrario, las capacidades del fluido de modificar su densidad por los efectos de la presión y de las conducciones de deformarse pasan a jugar un papel fundamental en la descripción del fenómeno. En el Golpe de Ariete el efecto de modificar una condición de funcionamiento se transmite al resto de la instalación a una velocidad

finita. Las variables hidráulicas son la altura piezométrica y el caudal (velocidad media) en cada punto de la instalación, matemáticamente expresados como una función de la posición en la instalación y del tiempo. Para el ejemplo mencionado anteriormente de una tubería de sección constante A y longitud L la altura piezométrica $H(x,t)$ y el caudal $q(x,t)$ en un punto de la conducción están relacionados por las siguientes ecuaciones diferenciales^[2]:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g \cdot A} \cdot \frac{\partial q}{\partial x} = 0$$

Ec. 42

$$\frac{\partial q}{\partial t} + g \cdot A \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + f \cdot \frac{q \cdot |q|}{2 \cdot D \cdot A} = 0$$

siendo f el factor de fricción de Darcy y a la denominada celeridad de la onda de presión que se describirá más adelante (ver 3.2.4). Este sistema de ecuaciones se podrá resolver añadiendo al problema las condiciones iniciales, $H(x,0)$ y $q(x,0) \forall x / 0 \leq x \leq L$ y las de contorno $F_i(t, H_i, q_i) = 0$ y $F_j(t, H_j, q_j) = 0$ siendo $H_i = H(t, L)$, $H_j = H(t, 0)$, $q_i = q(t, L)$ y $q_j = q(t, 0)$.

3.2.3 Golpe de ariete producido por el cierre instantáneo de una válvula

Comparada con aquellas correspondientes al estado estacionario o a un transitorio suave, las ecuaciones que describen el golpe de ariete presentan una mayor complejidad matemática. No obstante no es necesario resolver estas ecuaciones para conocer, al menos cualitativamente, algunos de los aspectos más importantes del fenómeno del golpe de ariete. La descripción cualitativa de un caso sencillo de golpe de ariete, pero no por ello poco frecuente, como es el transitorio producido en la instalación de la Figura 16 por el cierre instantáneo de la válvula V situada al final de la tubería.

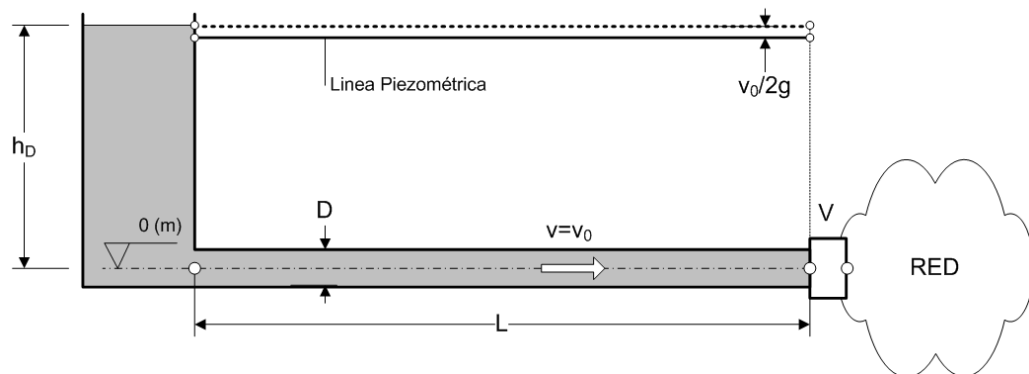


Figura 16. Instalación Hidráulica

La instalación está compuesta por un depósito abierto a la atmósfera cuya superficie libre se mantiene en una cota constante. De este depósito parte una tubería horizontal de sección circular de diámetro D y longitud L . En el extremo aguas abajo de la tubería se halla una válvula V . El resto de la instalación existente aguas abajo de la válvula no es necesario conocerlo ya que no va a influir, al menos directamente, en el fenómeno que se va a describir. En el instante inicial la válvula posee una cierta apertura, por ejemplo completamente abierta, y por la tubería circula un caudal q_0 (velocidad media v_0) que depende del nivel en el depósito, las características de la tubería y la válvula y del resto de la instalación aguas abajo. Por simplificar la descripción se va a despreciar las pérdidas de carga en la tubería por lo

que en el instante inicial la línea piezométrica de la instalación será la de la Figura 16.

En el instante inicial se cierra completamente la válvula V, lo que causa que la rodaja de fluido adyacente a ésta sea frenada anulándose su velocidad. Simultáneamente, por la acción del resto del fluido que hay en la tubería esta rodaja se comprime aumentando su presión a un valor $h_D + \Delta H$ m.c.f. muy por encima de la que le correspondería al convertir toda su energía cinética en presión. Debido a la compresibilidad del fluido y a la capacidad de deformarse de la tubería, la compresión aumenta la densidad del fluido (disminuye su volumen específico) y la zona de la tubería que lo rodea se dilata. Este efecto permite que el resto del fluido que hay en la tubería no acuse inmediatamente el cierre de la válvula y continúe moviéndose hacia ésta a la misma velocidad v_0 . A medida que transcurre el tiempo desde el instante inicial, la parada y compresión va alcanzando sucesivamente a más rodajas de fluido que van quedando en las condiciones antes descritas. Un observador que se moviera en la dirección y con la velocidad del fluido v_0 observaría el fenómeno descrito como la acción de un pulso de presión de valor ΔH m.c.f. que en el instante inicial se crea en la válvula y se propaga aguas arriba de ésta a una velocidad finita a , denominada *celeridad*, el fluido que queda detrás del frente del pulso queda detenido y a una presión $h_D + \Delta H$ m.c.f. (Figura 17).

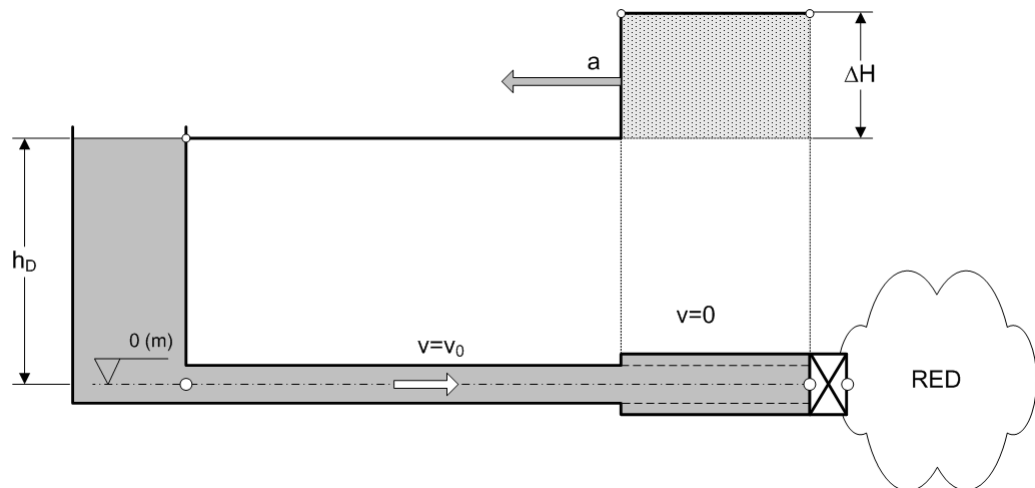


Figura 17. Golpe de ariete $0 \leq t < L/a$

Cuando el pulso u onda de compresión alcanza el depósito en el instante $t = L/a$ (en realidad respecto a un observador fijo la onda viaja a una velocidad $a - v_0$ pero normalmente $a \gg v_0$) todo el fluido en la tubería se encuentra en reposo, a una presión $h_D + \Delta H$ m.c.f. y la tubería expandida. Debido a que el depósito impone en el extremo de la tubería una condición de presión constante igual a h_D m.c.f., esta situación de desequilibrio hace que la rodaja de fluido de la tubería adyacente al depósito empiece a moverse hacia el depósito con velocidad v_0 , decayendo su presión al valor que había antes del cierre (h_D m.c.f. si despreciamos la energía cinética) y volviendo la porción de tubería que lo rodea a su estado normal. El efecto descrito es la reflexión del pulso de compresión que llega al depósito y cambia convirtiéndose en un pulso de descompresión que se traslada hacia la válvula con una celeridad a . El fluido de la zona de la tubería por la que ha pasado el frente de esta onda permanece a una presión h_D m.c.f. y moviéndose hacia el depósito a una velocidad v_0 (Figura 18).

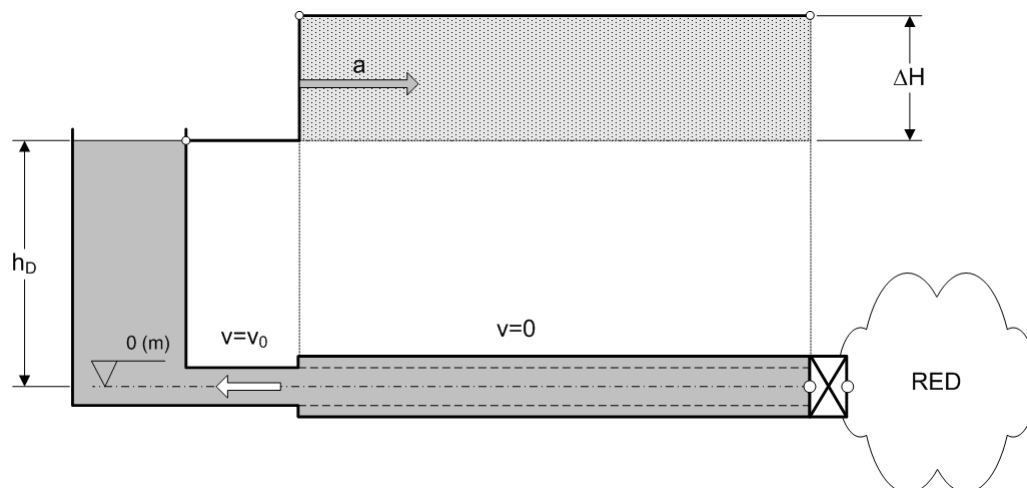


Figura 18. Golpe de ariete $L/a \leq t < 2L/a$

Al llegar la onda de descompresión en el instante $t=2L/a$ a la válvula y no poder mantener ésta la condición de flujo a su través, la rodaja de fluido adyacente se frena, lo que genera una subpresión de $-\Delta H$ m.c.f. respecto de la presión en condiciones estáticas. El pulso de subpresión se mueve a una celeridad a en dirección aguas arriba de la válvula hacia el depósito, dejando tras de sí el fluido en reposo, a una presión $h_D - \Delta H$ y la tubería contraída. En este caso la válvula ha reflejado la onda de descompresión pero sin cambiar el signo del pulso (Figura 19).

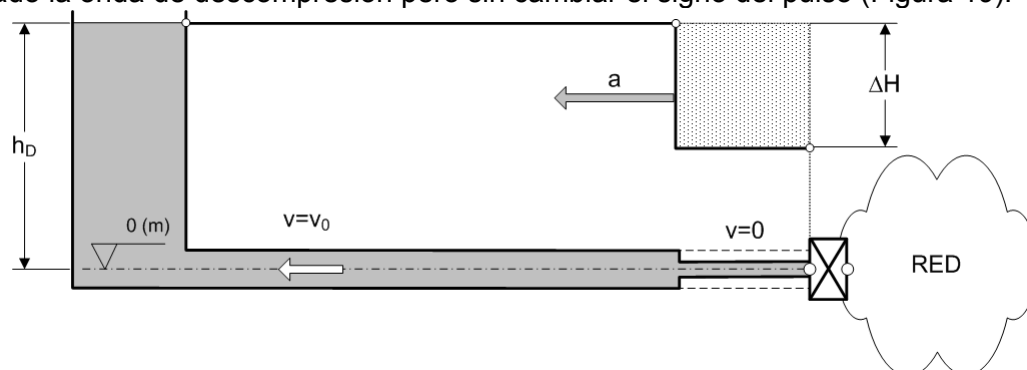


Figura 19. Golpe de ariete $2L/a \leq t < 3L/a$

Al llegar el pulso de subpresión al depósito en el instante $t=3L/a$, éste la refleja como hizo en el caso de la onda de compresión, salvo que la onda que viaja hacia la válvula deja tras de sí el fluido moviéndose hacia la válvula con una velocidad v_0 , a una presión igual a la que existía en el instante del cierre y la tubería en su estado normal (Figura 20).

En el instante $t=4L/a$ la situación de la instalación es idéntica a la que se había en el momento del cierre por lo que vuelven a repetirse los cuatro períodos descritos. Este transitorio no tiene fin ya que al haber despreciado la fricción no se está incluyendo ningún efecto disipativo que permita amortiguar los pulsos de presión y el fluido llegue a pararse definitivamente como ocurriría en la realidad.

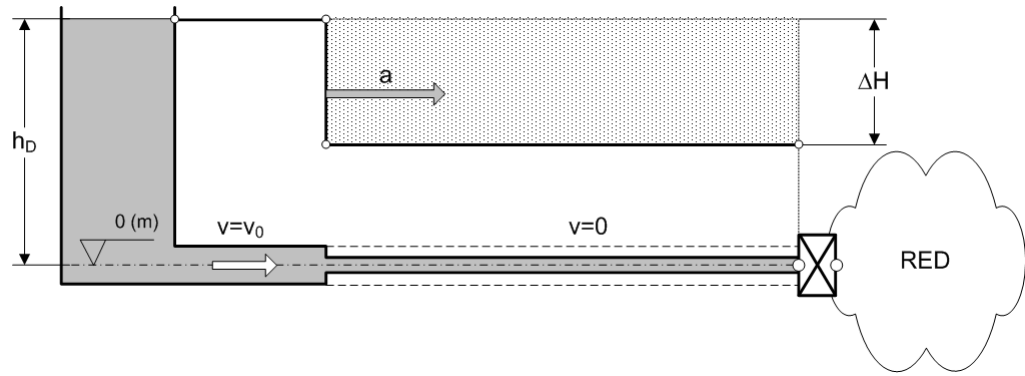


Figura 20. Golpe de ariete $3 \cdot L/a \leq t < 4 \cdot L/a$

El fenómeno que se ha descrito sería similar al que ocurre cuando la máquina de tren es detenida instantáneamente. Las uniones elásticas entre los vagones jugarían el mismo papel de la compresibilidad del fluido y la deformabilidad de la tubería en el caso del golpe de ariete (Figura 21).

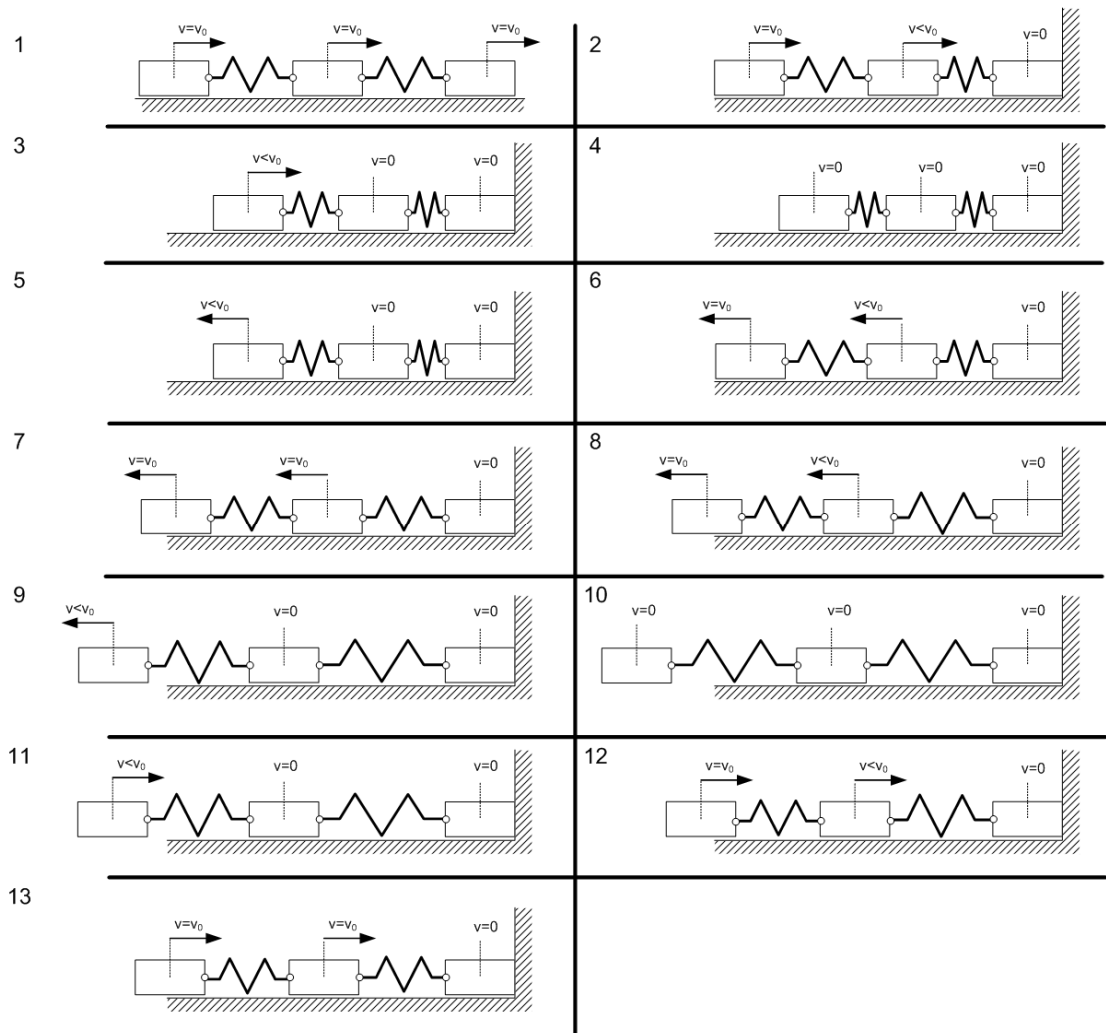


Figura 21. Símil del golpe de ariete

3.2.4 Celeridad y pulso de Joukowsky

En la descripción que se ha realizado del golpe de ariete que tiene lugar en la instalación de la Figura 16 por el cierre instantáneo de la válvula, se introdujeron las

magnitudes de celeridad de la onda a y magnitud del pulso de presión ΔH . Estas dos magnitudes están relacionadas con los demás parámetros geométricos y operacionales de la instalación en cuestión.

Celeridad

La celeridad de la onda es función de las características elásticas del sistema fluido-tubería. Se puede demostrar que en el caso de un líquido sin fase gaseosa que fluye por una tubería de pared delgada de espesor e y sección circular de diámetro D la celeridad de la onda (también denominada característica de la tubería) viene dada por:

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + (K/E) \cdot (D/e) \cdot c} \quad \text{Ec. 43}$$

donde K y ρ son el módulo de compresibilidad y la densidad del fluido, E es el módulo de Young del material del que está construido la tubería y c es un coeficiente que depende del tipo de anclaje de ésta última. En el caso de un buen anclaje con juntas de dilatación su valor es la unidad^{[2],[3]}. Por ejemplo el agua tiene un módulo de compresibilidad de $2.2 \cdot 10^9$ N/m² y una densidad de 1000 kg/m³. En el caso de una tubería de PVC ($E=2.75 \cdot 10^9$ N/m²) de diámetro 49 mm y espesor de 7 mm el valor de la celeridad es 577.4 m/s.

Si existe una cantidad de gas disuelta en el líquido y se separa de éste último, la celeridad se ve modificada ya que cambian las propiedades del fluido al pasar éste a ser este una mezcla bifásica con valores de K y ρ distintos de los correspondientes a la fase líquida. La presencia de una fase gaseosa hace que la mezcla bifásica que forma el fluido sea más compresible y la celeridad disminuya.

Pulso de onda. Fórmula de Joukowski

Las ecuaciones integrales de continuidad y cantidad de movimiento pueden aplicarse^[2] para obtener el valor del pulso de presión o pulso de Joukowski producido por una variación Δv de la velocidad en una tubería de característica a resultando:

$$\Delta H = -\frac{a \cdot \Delta v}{g} \quad \text{Ec. 44}$$

expresada en altura de columna del fluido. Si se trata de un cierre instantáneo como el del ejemplo descrito $\Delta v = -v_0$ y el valor del pulso es:

$$\Delta H = \frac{a \cdot v_0}{g} \quad \text{Ec. 45}$$

3.2.5 Tiempo de cierre

Hasta este punto en el ejemplo presentado se ha considerado el golpe de ariete que tiene lugar en la instalación de la Figura 16 por el cierre instantáneo de la válvula. Si el cierre se produce en un tiempo finito, denominado tiempo de cierre t_c , las sobrepresiones y subpresiones a las que va a estar sometida la tubería van a ser diferentes según el valor de t_c . Si el cierre es rápido, es decir $t_c < 2 \cdot L/a$, las sobrepresiones y subpresiones alcanzadas van a ser las mismas que en el caso del cierre instantáneo, proporcionadas por la Ec. 45. En cambio si el cierre es lento, $t_c \geq 2 \cdot L/a$, los mencionados valores máximos son inferiores a los que se producen en

el caso del cierre rápido. Para obtener el valor máximo de la sobrepresión que se alcanza en un cierre lento habría que proceder a resolver las ecuaciones diferenciales del fenómeno por alguno de los métodos existentes. No obstante se han propuesto fórmulas que proporcionan, con mayor o menor exactitud, dichos valores máximos^[3]. Entre las más conocidas está la debida a Michaud:

$$\Delta H = \frac{2L \cdot v_0}{g \cdot t_c} \quad \text{Ec. 46}$$

y la debida a Allievi:

$$\Delta H = \frac{h_D}{2} \cdot \left(C^2 \pm C \cdot \sqrt{4 + C^2} \right) \quad \text{Ec. 47}$$

siendo:

$$C = \frac{L \cdot v_0}{g \cdot h_D \cdot t_c} \quad \text{Ec. 48}$$

El \pm de la ecuación de Allievi indica que la fórmula proporciona el valor de la sobrepresión (+) y el de la subpresión (-).

3.2.6 Separación de la columna

Tal y como se ha descrito en el ejemplo del golpe de ariete producido por el cierre instantáneo de la válvula, el fluido en la tubería es sometido a subpresiones. Si dicha subpresión hace que el fluido alcance su presión de vapor, se producirá un cambio de fase en el fluido apareciendo una fase vapor. A este fenómeno que aparece también en otros ámbitos de la hidráulica se le denomina *cavitación*. En el comportamiento transitorio de las instalaciones la aparición de la cavitación puede conllevar un fenómeno de la rotura de la fase líquida en trozos separados por cavidades llenas de vapor denominado *separación de la columna*. La separación de la columna afecta drásticamente al desarrollo del transitorio, ya que la cavitación modifica la celeridad, que disminuye en la zona vaporizada. En esta zona la presión no puede disminuir por debajo de la presión de vapor y el colapso (vuelta a la fase líquida de las cavidades) puede producir sobrepresiones superiores a las previstas sin considerar este fenómeno.

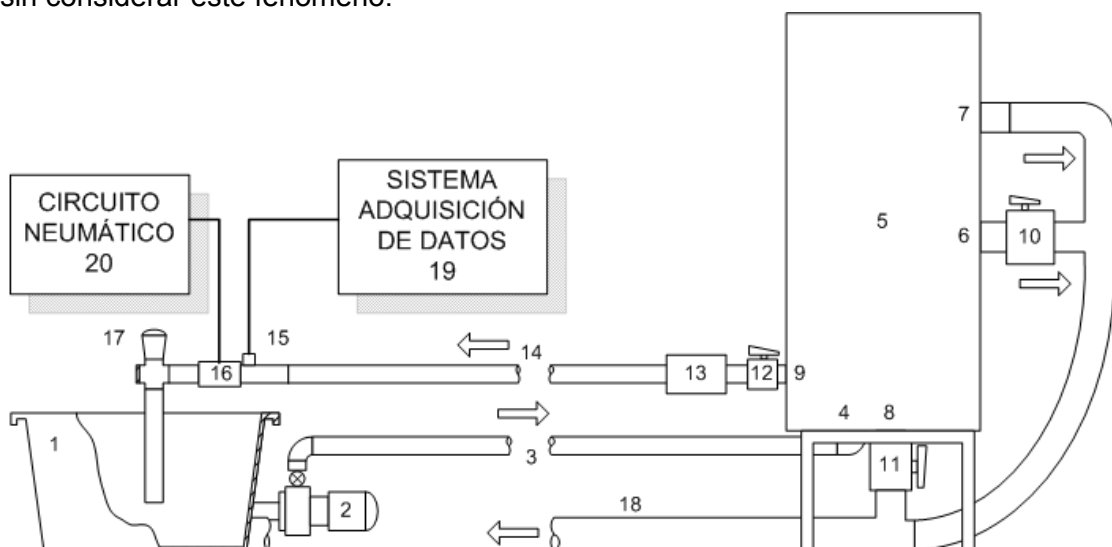


Figura 22. Banco de ensayos

3.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

En la Figura 22 se muestra un esquema del banco de practicas cuyos elementos se describen a continuación

- {1} *Depósito de aspiración.*
- {2} *Turbobomba centrífuga* ITUR NORMABLOC N4-50/126/0,75, 1450 rpm, 0.55 kW, 5 mca de altura máxima y 44 m³/h de caudal máximo. Montada con válvula de compuerta y antirretorno en la impulsión.
- {3} *Tubería de impulsión de la bomba.* Para el llenado del depósito de amortiguación {5}. Tubería de PVC D63/DN50, de un espesor de 3.7 mm y D_{int} de 55.6 mm.
- {4} *Entrada al depósito de amortiguación* {5}.
- {5} *Depósito de amortiguación.*
- {6} *Salida del depósito de amortiguación* {5}. Cuando la válvula {10} se encuentra abierta.
- {7} *Salida del depósito de amortiguación* {5}. Cuando la válvula {10} se encuentra cerrada.
- {8} *Salida de desagüe del depósito de amortiguación* {5}.
- {9} *Salida del depósito de amortiguación hacia la tubería de ensayo* {14}.
- {10} *Válvula de bola.* Esta válvula permite establecer una altura de la lámina de agua en el depósito de amortiguación {5}. Si está cerrada se alcanza una altura superior a si está abierta. Material PVC y D90/DN80/3".
- {11} *Válvula de bola.* Para el desagüe del depósito de amortiguación.
- {12} *Válvula de bola de paso desde el depósito a la tubería de ensayo* {14}. Material PVC y DN50.
- {13} Caudalímetro Venturi (Figura 23). C_D=0.907. El caudal se calcula mediante la expresión:

$$Q = C_D \cdot A_G \cdot \left(\frac{2g \cdot h_{12}}{1 - \beta^4} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 49}$$

Donde C_D, A_G, h₁₂ y β=d/D son respectivamente el coeficiente de derrame, el área de la garganta, la caída de presión en m.c.f y el coeficiente de obstrucción del caudalímetro.

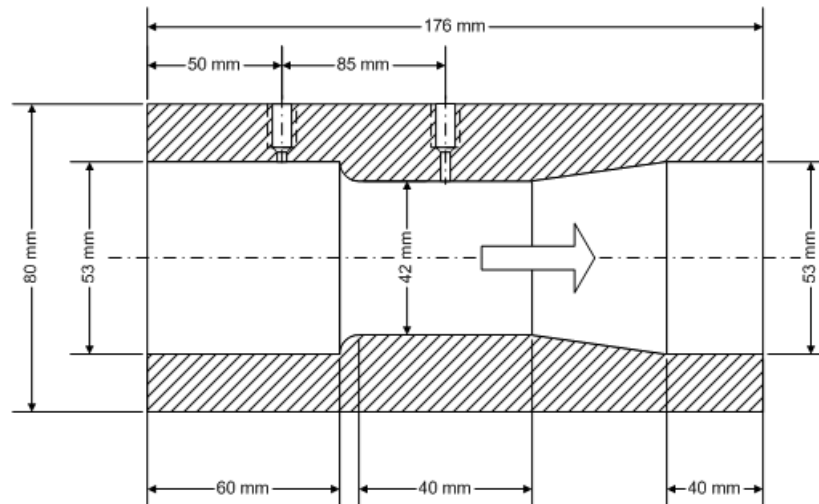


Figura 23. Caudalímetro Venturi



Figura 24. Sensor de presión Wika S-10

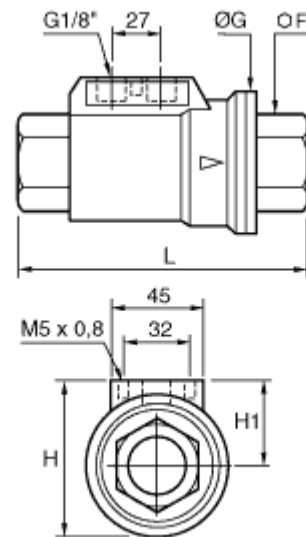


Figura 25. Válvula Legris 4202 50 48 20

- {14} *Tubería de ensayo*, donde se va a producir el golpe de ariete de PVC, D63/DN50 espesor 7 mm, D_{int} de 49 mm y longitud de ensayo de 10.7 m.
- {15} *Sensor de presión WIKA S-10* (Figura 24). Rango de presión de 0 a 16 bar absolutos con salida en tensión de 0 a 10 V DC. Transduce el valor de la presión a una señal eléctrica de corriente continua.
- {16} *Válvula de cierre rápido* mediante actuador neumático *LEGRIS 4202 50 48 20* (Figura 25).
- {17} *Válvula proporcional de 3 vías reguladora de caudal*. Accionada manualmente.
- {18} *Sistema de adquisición de datos*. Para capturar los datos enviados por el sensor de presión {15}. Se dispone de una tarjeta de adquisición con 8 canales. La señal analógica (voltaje) del sensor de presión se transforma en una señal digital que puede ser procesada por el computador PC.
- {19} *Sistema Neumático*. Para el accionamiento de la válvula {16}.

3.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA

A continuación se describen los pasos a seguir para producir un golpe de ariete en la instalación del banco de ensayos y registrar la presión que se alcanza durante el transitorio en la sección adyacente a la válvula {16}, aguas arriba de ésta.

Las válvulas {11} y {12} deben encontrarse respectivamente cerrada y abierta. El caudal que va a circular por la tubería de ensayo {14} depende de las aperturas de las válvulas {10} y {17}. Una vez seleccionadas se procederá a:

1. Activar la fuente de alimentación.
2. Poner en marcha la bomba {2}.
3. Abrir la válvula {16}.

Una vez se tiene la instalación del banco de ensayos en funcionamiento es necesario poner en marcha el sistema de adquisición, visualización y almacenamiento de la señal proporcionada por el sensor de presión {15}. Para ello se pondrá en funcionamiento la *Aplicación de la Práctica*:

4. Encender el computador.
5. Entrar en el sistema operativo como usuario *practica* y password *waterhammer*.
6. En la carpeta Prácticas que se encuentra en el Desktop crear una subcarpeta con el nombre *Grupo_NN* donde *NN* sea el número de grupo. En esta subcarpeta se guardarán los datos de cada golpe de ariete.
7. En el Desktop del sistema operativo se hará clic sobre el icono de la *Aplicación de la Práctica*.
8. Una vez que aparezca el interface de la *Aplicación de la Práctica* se introducirá la trayectoria (Path) donde se van a almacenar los datos de cada golpe de ariete, es decir la carpeta *Grupo_NN*.

Para producir y registrar un golpe de ariete:

9. Introducir como nombre del fichero *Golpe_XX* donde *XX* es el número de golpe que se va a producir.
10. En la *Aplicación de la Práctica*, con el puntero del ratón se hará *clic* sobre el botón *Run*.
11. Abrir la válvula {16}.
12. Con un manómetro Agua-Aire medir el valor de la caída de presión en el tubo de Venturi {13} y apuntarlo en el cuaderno de prácticas.
13. Establecer una posición del tornillo de restricción al paso del aire comprimido hacia la válvula {16}. Cuanto menor sea el caudal de aire comprimido que pilote la válvula {16} (tornillo de restricción en una posición mayor apriete) menor será su velocidad de cierre y por tanto mayor el tiempo de cierre.
14. Se cerrará la válvula {16} lo que producirá el golpe de ariete y el comienzo de la adquisición de la señal del sensor de presión {15}.

15. Finalizada la adquisición de la señal del sensor de presión {15}, la *Aplicación de la Práctica* procederá a dibujar la gráfica de la evolución temporal de la presión.

Siguiendo los pasos descritos se deben producir y registrar ocho golpes de ariete en el banco de ensayos de la práctica, combinación de cuatro caudales (4 con la válvula {10} completamente abierta y el resto con la válvula {10} completamente cerrada) y dos velocidades de cierre diferentes.

En cada golpe de ariete habrá que apuntar los valores de la presión aguas arriba de la válvula {16} antes y después del golpe de ariete, y las características del golpe en cuanto a grado de apertura de la válvula reguladora de caudal {17} y del tornillo de restricción que controla el caudal de aire comprimido que cierra la válvula {16}.

3.5 Trabajo de Gabinete

1. Confeccionar una tabla donde aparezcan los valores correspondientes a cada golpe de ariete producido y registrado de:
 - Caudal de fluido que circula por la tubería antes del cierre de la válvula {16}.
 - Velocidad media del fluido en la tubería antes del cierre de la válvula {16}.
 - Primer valor máximo de la sobrepresión registrado por el sensor.
 - Primer valor mínimo de la subpresión registrado por el sensor.
 - Valor experimental de la característica para los dos primeros golpes.
 - Valor de la sobrepresión y subpresión obtenidos por la fórmula de Joukowski (Ec. 44 y Ec. 45) calculados con las características experimentales y la obtenida con la Ec. 43.
2. Gráfica tiempo (Abscisas) –presión (Ordenadas) y detalles correspondientes a los dos primeros golpes (2 subidas y dos bajadas).

3.6 Bibliografía

- [1] ***Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua.***
Volumenes I y II. Universidad Politécnica de Valencia. Unidad Docente de Mecánica de Fluidos. 1996. Páginas de la 435 a la 463, de la 603 a la 604 y de la 761 a la 794.
- [2] ***Fluid Transients in Systems.*** E. Benjamin Wylie and Victor L. Streeter. Ed. Prentice Hall. 1993.
- [3] ***Sistemas de Bombeo.*** Universidad de Oviedo. E. Blanco, S. Velarde y J. Fernández. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. 1994. Capítulo 7. Páginas de la 123 a la 159, de la 197 a la 204.

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE



Universidad de Navarra Escuela Superior de Ingenieros
Nafarroako Unibertsitatea Ingeniarien Goi Mailako Eskola

Laboratorio de Mecánica de Fluidos

Práctica de Laboratorio 4
**PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS
COMPONENTES DE LAS
INSTALACIONES HIDRÁULICAS**

tecnun

CAMPUS TECNOLÓGICO DE LA UNIVERSIDAD DE NAVARRA. NAFARROAKO UNIBERTSITATEKO CAMPUS TEKNOLOGIKOA
Paseo de Manuel Lardizábal 13. 20018 Donostia-San Sebastián. Tel.: 943 219 877 Fax: 943 311 442 www.tecnun.es
arivas@tecnun.es/gsanchez@tecnun.es

4 PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS COMPONENTES DE LAS INSTALACIONES HIDRÁULICAS

4.1 DESCRIPCIÓN DE LA PRÁCTICA

El objetivo de esta práctica es estudiar las pérdidas de carga que sufre el fluido al atravesar los diferentes elementos de una instalación hidráulica, tales como tuberías, válvulas, curvas y piezas especiales.

En el banco de ensayo de la práctica se medirá el caudal que circula por cada elemento y la caída de presión que sufre el fluido que lo atraviesa. A partir de estos datos y utilizando la ecuación de Bernoulli es posible obtener las pérdidas de carga que sufre el fluido al circular por cada elemento. La posibilidad de modificar el caudal de fluido que circula por el elemento permitirá estudiar la influencia del número de Reynolds en el valor de las pérdidas de carga. Las medidas que van a realizarse en la práctica son todas de presión y para ello se utilizarán tomas piezométricas conectadas a manómetros de columna de dos fluidos o a un manómetro diferencial de tipo Bourdon. Cuando las pérdidas de carga a medir no son muy elevadas (medidas en m.c.a) se empleará el manómetro de columna Aire-Agua. Por el contrario, si las pérdidas son elevadas se utilizará un manómetro de columna Agua-Mercurio o uno diferencial tipo Bourdon^[1]. Estos últimos se muestran en la Figura 26.

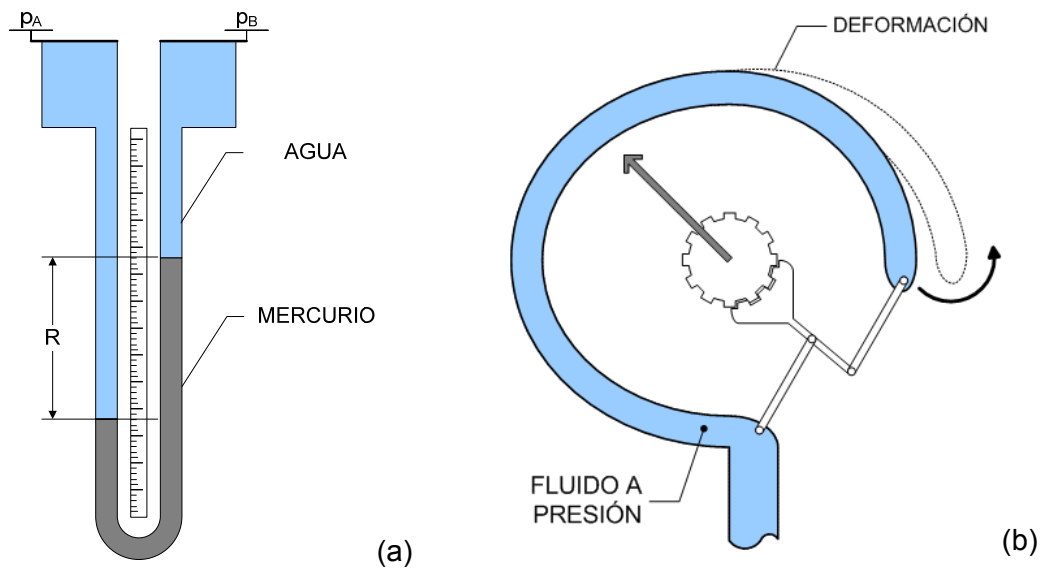


Figura 26. Manómetro de columna Agua-Mercurio (a) y Bourdon (b)

4.2 FUNDAMENTOS.

4.2.1 El Coeficiente Adimensional de Pérdidas

En el Análisis y Diseño de las instalaciones hidráulicas es necesario conocer las expresiones que relacionan el aumento o disminución de energía hidráulica (Bernoulli) que sufre el fluido al atravesar el elemento o componente con el caudal. Es muy habitual designar a las pérdidas de energía hidráulica que sufre el fluido como *Pérdidas de Carga*, siendo éstas debidas a la *fricción* entre fluido y las paredes sólidas o también por la fuerte disipación de energía hidráulica que se produce cuando el flujo se ve perturbado por un cambio en su dirección, sentido o área de paso debido a la presencia de componentes tales como adaptadores, codos y curvas, válvulas u otros accesorios^[1].

La pérdida de carga que sufre el fluido al atravesar un elemento es generalmente una función del caudal o velocidad media (v), de las características del fluido (ρ y μ), de parámetros geométricos característicos del elemento ($L_0, \dots, L_m, \alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_k$) y de la rugosidad del material (ε).

$$g \cdot h_L = F(v, \rho, \mu, L_0, \dots, L_m, \alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_k, \varepsilon) \quad \text{Ec. 50}$$

Como es habitual en Mecánica de Fluidos el estudio de las pérdidas de carga se realiza de *forma adimensional* y para ello se define un coeficiente adimensional conocido como *coeficiente de pérdidas* (K) que es la relación entre las pérdidas de energía mecánica que se producen en el elemento por unidad de masa de fluido circulante ($g \cdot h_L$) y una energía cinética por unidad de masa característica del flujo en el elemento ($v^2/2$) (por ejemplo en un conducto de sección constante esta energía cinética por unidad de masa será la del fluido que circula por el conducto).

$$K = \frac{g \cdot h_L}{\frac{v^2}{2}} \quad \text{Ec. 51}$$

Definido este coeficiente es posible escribir:

$$h_L = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ec. 52}$$

o en función del caudal volumétrico:

$$h_L = K \cdot \underbrace{\frac{1}{2g \cdot A^2}}_R \cdot q^2 \quad \text{Ec. 53}$$

siendo R la característica hidráulica del elemento con dimensiones de altura partido por caudal al cuadrado.

De la misma forma que la Ec. 50 expresa que las pérdidas de carga de un elemento dependen de una serie de *parámetros dimensionales*, el coeficiente K depende de otros *parámetros adimensionales* $\Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_n$, tales como el *número de Reynolds*, *rugosidad relativa* y *relaciones geométricas*, construidos a partir de los dimensionales que aparecen en la Ec. 50. El número de estos parámetros adimensionales característicos de cada tipo de elemento y la manera de construirlos de los dimensionales los determina el *Análisis Dimensional*. De esta forma el estudio de las pérdidas de carga en un elemento se reduce a obtener la relación^[5]:

$$K = K\left(\text{Re}, \frac{L_1}{L_0}, \dots, \frac{L_m}{L_0}, \alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_k, \frac{\varepsilon}{L_0}\right) \quad \text{Ec. 54}$$

En la mayoría de los casos la relación de la ecuación Ec. 54 no puede obtenerse a partir de la resolución de las ecuaciones fundamentales de la Mecánica de Fluidos, siendo necesario recurrir a la experimentación. Sólo para algunos de los flujos más sencillos en régimen laminar ha sido posible hallar a través de la resolución de las ecuaciones diferenciales o integrales la relación del coeficiente de pérdidas con los demás parámetros adimensionales.

4.2.2 Pérdidas en conductos y pérdidas singulares.

Los elementos que comúnmente forman una instalación hidráulica son las *tuberías* encargadas de transportar el fluido y los denominados *accesorios* (i.e: codos, válvulas, cambios de sección) cuya misión es bifurcar, cambiar la dirección o regular de alguna forma el flujo.

Tradicionalmente se separa el estudio de las pérdidas de carga en conductos de aquellas que se producen en los accesorios denominadas *pérdidas singulares* (o en ocasiones *pérdidas menores*). Las primeras son debidas a la fricción y cobran importancia cuando las longitudes de los conductos son considerables. Las segundas por el contrario se producen en una longitud relativamente corta en relación a la asociada con las pérdidas por fricción y se deben a que el flujo en el interior de los accesorios es tridimensional y complejo produciéndose una gran disipación de energía para que el flujo vuelva a la condición de desarrollado de nuevo aguas abajo del accesorio (Figura 27).

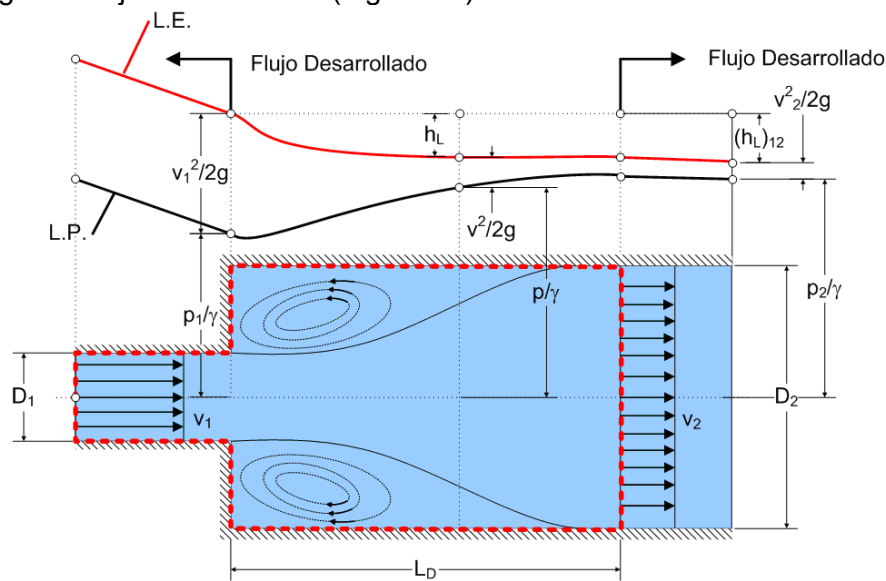


Figura 27. Flujo y pérdida singular en un ensachamiento brusco de un conducto

El estudio de las pérdidas de carga por fricción del flujo completamente desarrollado en conductos es muy completo, sobre todo gracias a los trabajos de entre otros, Prandtl, Von Karman, Nikuradse o Moody^{[1],[5],[7]}. Estos trabajos además de dar solución al problema de las pérdidas de carga han servido para conocer la naturaleza del flujo turbulento en conductos con flujo completamente desarrollado y capas límite^[1]. Por otro lado, para las pérdidas de carga singulares no existen unos resultados de validez general así como de la influencia de otros elementos próximos al estudiado^[4], debido principalmente a los flujos tan complejos y diferentes que se

producen en el interior de los accesorios. Son pocos los resultados que tienen alguna base puramente teórica, por el contrario existe una gran cantidad de datos experimentales proporcionados por investigadores o empresas fabricantes. Muchos de estos datos experimentales se pueden encontrar en la literatura en forma de fórmulas o ábacos^{[2],[3],[6]}. Algunas veces los valores proporcionados por diferentes fuentes son muy dispares, por lo que se recomienda precaución en su utilización, prefiriéndose siempre, si es posible, utilizar la información proporcionada por los fabricantes.

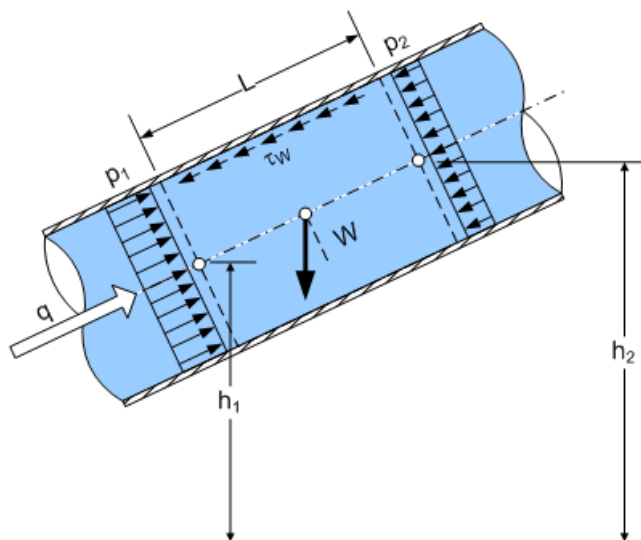


Figura 28. Flujo completamente desarrollado en un conducto

4.2.3 Pérdidas de carga en conductos.

Si se estudia mediante análisis integral un tramo de longitud L de un conducto, tal y como se observa en la Figura 28, de sección constante de área A y perímetro P_w por el que circula un caudal q de un fluido viscoso e incompresible en régimen estacionario y completamente desarrollado, las ecuaciones integrales de continuidad, energía y cantidad de movimiento expresan que:

$$h_f = g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{1}{\gamma} \cdot (p_1 - p_2) \quad \text{Ec. 55}$$

$$\gamma \cdot (h_1 - h_2) + (p_1 - p_2) = \tau_w \cdot \frac{L \cdot P_w}{A} \quad \text{Ec. 56}$$

Igualando la Ec. 55 y la Ec. 56 se obtiene:

$$g \cdot h_f = \tau_w \cdot \frac{L \cdot P_w}{\rho \cdot A} \quad \text{Ec. 57}$$

O expresando las pérdidas en forma de energía por unidad de peso se obtiene:

$$h_f = \tau_w \cdot \frac{L \cdot P_w}{\gamma \cdot A} \quad \text{Ec. 58}$$

Para un conducto de sección circular de diámetro D la Ec. 58 quedará como:

$$h_f = \tau_w \cdot \frac{4 \cdot L}{\gamma \cdot D} \quad \text{Ec. 59}$$

Siendo:

$$\tau_w = \tau_w(v, D, \rho, \mu, \epsilon) \quad \text{Ec. 60}$$

Definiendo un parámetro adimensional f , denominado *coeficiente de fricción de Darcy*, como:

$$f = \frac{8 \cdot \tau_w}{\rho \cdot v^2} \quad \text{Ec. 61}$$

las pérdidas de carga pueden escribirse como:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ec. 62}$$

La Ec. 62 se conoce como *ecuación de Darcy-Weisbach*, válida tanto para régimen laminar como turbulento.

El Análisis Dimensional se obtiene que:

$$f = f(\text{Re}, \varepsilon/D) \quad \text{Ec. 63}$$

donde Re es el *número de Reynolds* y ε/D es la *rugosidad relativa* de la tubería.

De la ecuación de Darcy también puede escribirse como:

$$\frac{h_f}{v^2/2g} = K = f \cdot \frac{L}{D} \quad \text{Ec. 64}$$

Es decir el coeficiente de pérdidas K es el producto del factor de fricción y de la relación geométrica entre la longitud del conducto y su diámetro. De la ecuaciones Ec. 63 y Ec. 64 se deduce que:

$$K = K(\text{Re}, \varepsilon/D, L/D) \quad \text{Ec. 65}$$

En el flujo completamente desarrollado en conductos, el problema de las pérdidas de carga se reduce a conocer la relación de f con Re y la rugosidad relativa. A continuación se presentan los resultados más conocidos para tuberías circulares:

Flujo laminar. Al poder resolver las ecuaciones diferenciales del movimiento se llega de forma analítica a la expresión válida para tubos de sección circular:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad \text{Ec. 66}$$

Flujo turbulento. En este régimen se puede encontrar que para una tubería de un determinado material existen tres comportamientos según los valores de rugosidad relativa y número del número Reynolds:

Tubería hidráulicamente lisa. El valor del coeficiente de fricción f depende exclusivamente de Re y no de la rugosidad relativa tal y como expresa la *fórmula de Prandtl*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{f}) - 0.8 \quad \text{Ec. 67}$$

Tubería hidráulicamente rugosas: El valor del coeficiente de fricción f depende exclusivamente de la rugosidad relativa y no de Re . La fórmula de f para este tipo de tuberías es la de *Von Karman*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right) \quad \text{Ec. 68}$$

Tubería hidráulicamente semirugosa: El valor del coeficiente de fricción f depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Colebrook unió la Ec. 67 y la Ec. 68 en una única ecuación válida para este tipo de tuberías.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad \text{Ec. 69}$$

Más conocido que estas ecuaciones es el *ábaco de Moody*, construido a partir de ellas y que presenta en escala doblemente logarítmica el valor del factor de fricción f en función de Re para tuberías de diferentes rugosidades relativas (Figura 29).

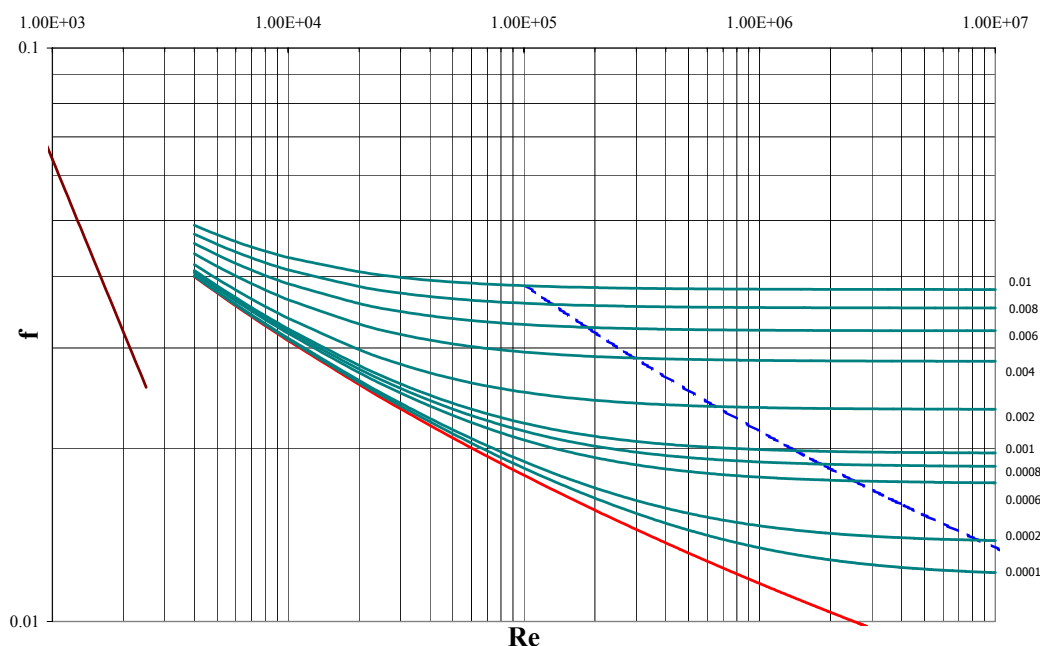


Figura 29. Ábaco de Moody.

Debido a la dificultad de la expresión de Colebrook, Ec. 69, ya que es una ecuación donde el factor de fricción aparece en los dos miembros, se han propuesto otras ecuaciones que la sustituyan donde la relación de f con los otros parámetros adimensionales sea explícita. De entre ellas puede mencionarse la de *Prabhata, K. Swamee y Akalank K. Jain* (P.S.A.K.)^[7] que presenta buenos resultados:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \quad \text{Ec. 70}$$

Como alternativa al ábaco de Moody se han propuesto ecuaciones empíricas tales como la fórmula de *Hazen-Williams*^[7] que utilizando unidades del sistema internacional queda como:

$$q = 0.849 \cdot C_{HW} \cdot A \cdot R_H^{0.63} \cdot s_f^{0.54} \quad \text{Ec. 71}$$

siendo C_{HW} el coeficiente de Hazen-Williams (que puede relacionarse con la rugosidad relativa), A el área del conducto, $R_H (=D_H/4)$ su radio hidráulico y $s_f (=h_f/L)$ la pérdida de carga por unidad de longitud. Despejando s_f en el caso de una tubería de sección circular:

$$s_f = \frac{10.7}{C_{HW}^{1.852} \cdot D^{4.87}} \cdot q^{1.852} \quad \text{Ec. 72}$$

de donde:

$$h_f = \frac{10.7}{C_{HW}^{1.852} \cdot D^{4.87}} \cdot L \cdot q^{1.852} \quad \text{Ec. 73}$$

Otra ecuación de este tipo es la de *Manning-Strickler*^[3] que en unidades del sistema internacional es:

$$h_f = \left(\frac{n}{A \cdot R_H^{2/3}} \right)^2 \cdot L \cdot q^2 \quad \text{Ec. 74}$$

donde n es el coeficiente de *Manning* que depende del material del que estén construidas las paredes de la conducción.

Como puede comprobarse las fórmulas empíricas no son dimensionalmente homogéneas y su validez se restringe al agua o fluidos de viscosidad cinemática semejante.

4.2.4 Pérdidas de carga singulares.

Como ya se mencionó anteriormente el estudio de las pérdidas de carga singulares se basa en la determinación de la relación del coeficiente de pérdidas K con otros parámetros adimensionales. Aunque en la mayoría de los accesorios existe una dependencia del valor del coeficiente de pérdidas con el número de Reynolds, la rugosidad relativa y la cercanía de otros accesorios, no existen datos acerca de esta dependencia^[4]. En la bibliografía^{[1],[2],[6]} se puede encontrar información acerca de los valores de este coeficiente para distintos accesorios como:

Pérdidas en estrechamientos y ensanchamientos. Aunque el valor del coeficiente de pérdidas es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Para números de Reynolds altos ($>10^4$) normalmente el coeficiente de pérdidas suele considerarse únicamente como una función de la geometría, en concreto de la relación de áreas:

$$\frac{h_L}{\frac{v^2}{2g}} = K(A_1/A_2) \quad \text{Ec. 75}$$

siendo A_1 la sección aguas arriba del estrechamiento o ensanchamiento y A_2 la sección aguas abajo.

En el caso de un ensanchamiento brusco como el de la Figura 27 el coeficiente de pérdidas referido a la altura de energía cinética aguas arriba vale^[2]:

$$K_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad \text{Ec. 76}$$

Para el caso de un estrechamiento brusco se suele utilizar el coeficiente de pérdidas referido a la altura de energía cinética aguas abajo que viene dado por:

$$K_2 = \left(1 - \frac{1}{C_c} \right)^2 \quad \text{Ec. 77}$$

siendo C_c el denominado *coeficiente de contracción* que depende de la relación A_2/A_1 . Algunos de los valores de esta relación se presentan en la siguiente tabla.

A_2/A_1	1.00	0.80	0.60	0.40	0.20	0.10	0.01
C_c	1.00	0.77	0.70	0.65	0.62	0.61	0.60

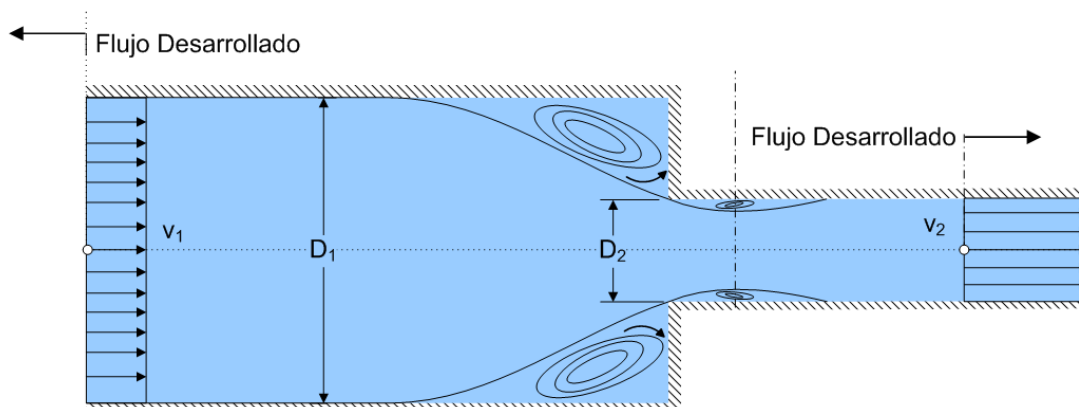


Figura 30. Flujo y pérdida singular en un estrechamiento brusco de un conducto

Pérdidas en codos y bifurcaciones. El coeficiente de pérdidas de este tipo de accesorios es función del Re , la rugosidad relativa de la tubería y de las características geométricas del accesorio. Para un número de Reynolds suficientemente elevado el coeficiente de pérdidas puede considerarse únicamente función de la geometría y puede escribirse como:

$$K(\alpha, r/D) = A(\alpha) \cdot B(r/D) + K_F(Re, \alpha, r/D, \varepsilon/D) \quad \text{Ec. 78}$$

siendo A y B valores que dependen exclusivamente del ángulo del codo α y de su radio de acuerdo relativo r/D

α	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
A	$0.9 \cdot \sin \alpha$	1.0	$0.7 + 0.35 (\alpha/90^\circ)$

r/D	0.5 a 1.0	> 1.0
B	$0.21/(r/D)^{5/2}$	$0.21/(r/D)^{1/2}$

El valor de K_F puede calcularse como:

$$K_F(\alpha, r/D, Re, \varepsilon/D) = 0.0175 \cdot f(Re, \varepsilon/D) \cdot \frac{r}{D} \cdot \alpha^\circ \quad \text{Ec. 79}$$

donde f es el coeficiente de fricción de Darcy.

Pérdidas en válvulas. El coeficiente de pérdidas de una válvula depende del tipo de válvula y de su grado de apertura θ .

$$\frac{h_L}{v^2/2g} = K(\theta) \quad \text{Ec. 80}$$

Este coeficiente de pérdidas suele estar referido a la altura de energía cinética en la tubería donde va instalada la válvula o también puede ir referida a la sección nominal de la misma. Además del coeficiente de pérdidas adimensional se suele utilizar el *coeficiente de pérdidas referido al caudal* definido como:

$$K_Q(\theta) = \frac{h_L}{q^2} \quad \text{Ec. 81}$$

Este coeficiente tiene dimensiones (por ejemplo en el S.I. $\text{mca}/(\text{m}^3/\text{s})^2$). Tanto K como K_Q tienen un valor finito cuando la válvula está completamente abierta ($\theta=100\%$) (K_0 y K_{Q0}) y van aumentando a medida que la válvula se va cerrando, haciéndose infinitos cuanto se halla totalmente cerrada ($\theta=0\%$).

Otro parámetro muy utilizado es el *factor de flujo* K_V que viene definido como:

$$K_V(\theta) = \frac{q}{\sqrt{\Delta p}} \quad \text{Ec. 82}$$

donde q es el caudal circulante en m^3/s o m^3/h y Δp es la pérdida de carga que se produce en la válvula expresada como una caída de presión normalmente en Kg_f/cm^2 . El valor de este coeficiente varía con el grado de apertura de forma inversa a como lo hacen K y K_Q . Cuando la válvula está completamente abierta K_V presenta su valor máximo K_{V0} decreciendo hasta anularse cuando la válvula está completamente cerrada. Normalmente los fabricantes proporcionan la relación K_V / K_{V0} en función del grado de apertura.

Un coeficiente adimensional cuya definición proviene de la de K_V es el denominado *coeficiente de descarga*:

$$C_D(\theta) = \frac{v}{\sqrt{2gh_L + v^2}} \quad \text{Ec. 83}$$

Al igual que K_V , el coeficiente de descarga es máximo cuando la válvula se encuentra totalmente abierta y es cero cuando está totalmente cerrada. La relación entre C_D y el coeficiente de pérdidas viene dada por:

$$K(\theta) = \frac{1}{C_D^2} - 1 \quad \text{Ec. 84}$$

Pérdidas en salidas y entradas de depósitos. El coeficiente de pérdidas de estos elementos puede calcularse como un caso particular de estrechamiento y ensanchamiento bruscos donde la sección aguas arriba y la sección aguas abajo respectivamente se consideran infinitas.

4.3 DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYO

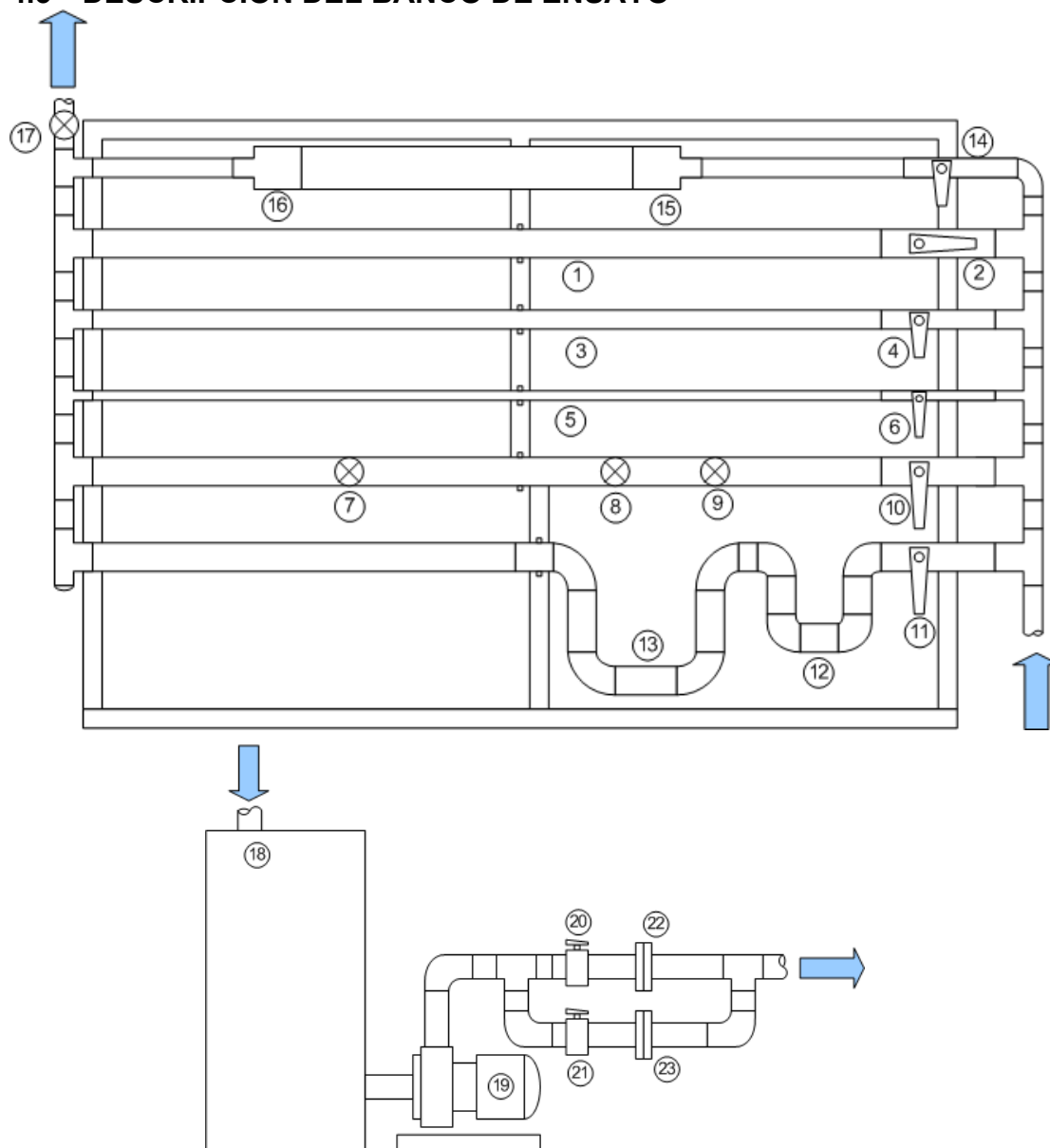


Figura 31. Banco de ensayos

En la Figura 31 se muestra un esquema del banco de la práctica. Sus principales componentes son:

- {1} *Tubería* de PVC de diámetro interior 42.6 mm. y longitud 2.5 m.
- {2} *Válvula de bola* (DN40-D50).
- {3} *Tubería de PVC* de diámetro interior 34 mm. y longitud 2.5 m.
- {4} *Válvula de bola* (DN32-D40).
- {5} *Tubería de PVC* de diámetro 19.4 mm. y longitud 2.5 m.
- {6} *Válvula de bola* (DN20-D25).
- {7} *Válvula de bola* (DN 40-D50).
- {8} *Válvula de asiento* (DN 1.5 in).

- {9} *Válvula de compuerta (DN 40).*
- {10} *Válvula de bola.*
- {11} *Válvula de bola.*
- {12} *Conjunto de 4 codos de 90° (D=50 mm-r=27.5 mm).*
- {13} *Conjunto de 4 codos de 90° (D=50 mm-r=100.5 mm).*
- {14} *Válvula de bola.*
- {15} *Ensanchamiento brusco (42.6 mm)-(53.6 mm).*
- {16} *Estrechamiento brusco (53.6 mm)-(42.6 mm).*
- {17} *Válvula de regulación de caudal.*
- {18} *Depósito de 180 litros de capacidad.*
- {19} *Bomba.*
- {20} *Válvula de bola.*
- {21} *Válvula de bola.*
- {22} *Placa de orificio D=42.6 mm, d=23 mm. y $C_D=0.61$*
- {23} *Placa de orificio D=42.6 mm., d=37 mm. y $C_D=0.56$.*

El caudal en las placas de orificio se calcula mediante la expresión:

$$Q = C_D \cdot A_G \cdot \left(\frac{2g \cdot h_{12}}{1 - \beta^4} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 85}$$

donde C_D , A_G , h_{12} y $\beta=d/D$ son respectivamente el coeficiente de derrame, el área de la garganta, la caída de presión en m.c.f y el coeficiente de obstrucción del caudalímetro.

4.4 PROCEDIMIENTO DE LA PRÁCTICA

Los procedimientos a seguir en la práctica son los siguientes:

4.4.1 Procedimiento general

Con la bomba {19} parada se conectará el manómetro de agua-aire para medir la caída de presión en una de las placas de orificio {22} ó {23}, teniendo en cuenta que, una vez que se elija una de las placas de orificio, habrá que cerrar la válvula correspondiente ({20} ó {21}) para impedir el paso del agua por la otra placa. Esta medida de presión servirá para conocer el caudal que está circulando por el banco. Cuando los caudales que haya que medir sean pequeños es preferible emplear la placa de orificio {22} ya que para un mismo caudal esta placa produce una diferencia de presiones mayor que la {23}.

4.4.2 Procedimiento para medidas de caída de presión en tuberías {1}, {3} y {5}

Se describirá el procedimiento para medir la caída de presión en la tubería {1}, que es idéntico al que se seguirá para las tuberías {3} y {5}.

Con la bomba {18} parada se cerrarán las válvulas de los demás ramales del banco en concreto las {4},{6},{10},{11} y {14} dejando abiertas la válvula {2} y la válvula de regulación de caudal {17} con una cierta apertura.

Se pondrá en marcha la bomba {18} apuntándose en el cuaderno de prácticas la caída de presión en la placa de orificio.

Con el manómetro conectado en los extremos de la tubería {1} se medirá la caída de presión, apuntándose en el cuaderno de prácticas.

Este procedimiento se repetirá con 6 caudales diferentes que se obtendrán manipulando la válvula reguladora de caudal {17}. El rango de caudales estudiados deberá ser lo más amplio posible.

4.4.3 Procedimiento para medidas de caída de presión en válvulas {7}, {8} y {9}

Con la bomba {18} parada se cerrarán las válvulas {2}, {4}, {6}, {11} y {14} dejando completamente abiertas las válvulas {10}, {7}, {8}, {9} y la válvula de regulación de caudal {17}.

Se pondrá en marcha la bomba {18} apuntándose en el cuaderno de prácticas la caída de presión en la placa de orificio.

Con el manómetro se medirá la caída de presión en las válvulas {7}, {8}, {9} y se apuntará en las hojas de resultados.

Este procedimiento se repetirá con 6 caudales diferentes que se obtendrán manipulando la válvula reguladora de caudal {17}. El rango de caudales estudiados deberá ser lo más amplio posible.

4.4.4 Procedimiento para medidas de caída de presión en elementos {12} y {13}

Con la bomba {18} parada se cerrarán las válvulas {2}, {4}, {6} y {10}, dejando abiertas la {11} y la reguladora de caudal {17} en una determinada apertura.

Se pondrá en marcha la bomba {18} apuntándose en el cuaderno de prácticas la caída de presión en la placa de orificio.

Con el manómetro se medirán las caídas de presión en los elementos {12} y {13} y se apuntarán en el cuaderno de prácticas. Hay que tener en cuenta que los elementos {12} y {13} están formados por cuatro codos y la pérdida de carga que se obtiene es la correspondiente al conjunto.

Este procedimiento se repetirá con 6 caudales diferentes que se obtendrán manipulando la válvula reguladora de caudal {17}. El rango de caudales estudiados deberá ser lo más amplio posible.

4.4.5 Procedimiento para medidas de caída de presión en elementos {15} y {16}

Se procederá de forma análoga a la descrita en el apartado anterior.

4.5 TRABAJO DE GABINETE.

Confeccionar una tabla para cada elemento donde se esté estudiando la pérdida de carga, donde se recoja:

- Caídas de presión en la placa de orificio.
- Caudales.
- Caídas de presión.
- Alturas de energía cinética.
- Alturas de pérdidas.
- Número de Reynolds.
- Coeficientes de pérdidas:

Tuberías:

- Factor de fricción de Darcy.
- Coeficiente de Hazen-Williams.
- Coeficiente de Manning.

Válvulas (completamente abiertas):

- Coeficiente de flujo (K_{v0}).
- Coeficiente de descarga (C_{D0}).

Piezas especiales:

- Coeficiente adimensional de pérdidas.
- Coeficiente de Pérdidas Bibliográfico.
- Error porcentual entre los coeficientes experimentales y los obtenidos en el anterior apartado.

4.6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Mecánica de Fluidos**. Frank M. White. Ed. McGraw-Hill. 1979.
- [2] **Memento des pertes de charge** (9ª Edición). I.E. Idel'cik. 1986.
- [3] **Manual de Ingeniería Hidráulica**. Armando Coutinho de Lencastre. Universidad Pública de Navarra. 1998.
- [4] **Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua** (Vol. I). Unidad docente de Mecánica de Fluidos de la Universidad Politécnica de Valencia. 1996. Páginas de la 74 a la 124 y de la página 283 a la 321.
- [5] **Fundamentos de Mecánica de Fluidos** (2ª Edición). P. Gerhart, R. Gross y J. Hochstein. Ed. Addison-Wesley Iberoamericana. 1995. Páginas de la 439 a la 495.
- [6] **Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías**. División de Ingeniería de Crane. McGraw-Hill. 1993.
- [7] **Estudio de la fiabilidad de determinadas fórmulas empíricas para el cálculo de pérdidas de carga en tuberías trabajando con agua. Cuadros prácticos**. Fernando Santos Sabrás, Mª Belén Mongelos Oquiñena y Fco. Javier Coca. Tecnología del agua. Nº 27. Páginas de la 56 a la 61. 1986.

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE

PÁGINA EN BLANCO INTENCIONADAMENTE
