



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Civil

MANUAL PARA ENSAYO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN ACCESORIOS DE TUBERÍA DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA

Fernando Ponce Victoria

Asesorado por el Ing. Carlos Salvador Gordillo García

Guatemala, octubre de 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**MANUAL PARA ENSAYO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN
ACCESORIOS DE TUBERÍA DEL LABORATORIO DE
HIDRÁULICA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA

FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

FERNANDO PONCE VICTORIA

ASESORADO POR EL ING. CARLOS SALVADOR GORDILLO GARCÍA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO CIVIL

GUATEMALA, OCTUBRE DE 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO:	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I:	Ing. Glenda Patricia García Soria
VOCAL II:	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
VOCAL III:	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV:	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V:	Br. Elisa Yazminda Vides Leiva
SECRETARIA:	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO:	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR:	Ing. Ricardo Arturo Rodas Romero
EXAMINADOR:	Ing. Manuel Alfredo Arrivillaga Ochaeta
EXAMINADOR:	Ing. Carlos Salvador Gordillo García
SECRETARIA:	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

MANUAL PARA ENSAYO DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN ACCESORIOS DE TUBERÍA DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA,

tema que me fue asignado por la Dirección de Escuela de Ingeniería Civil, con fecha 24 de agosto de 2004.

FERNANDO PONCE VICTORIA

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
GLOSARIO	XI
RESUMEN	XV
OBJETIVOS	XVII
INTRODUCCIÓN	XIX
1. TEORÍA BÁSICA	
1.1 Fundamentos del flujo de fluidos	1
1.1.1 Tipos de flujos	1
1.1.2 Líneas de corriente	2
1.1.3 Ecuación de continuidad	3
1.1.4 Conservación de la energía. Ecuación de Bernoulli	4
1.1.4.1 Interpretación de la ecuación de Bernoulli	5
1.1.4.2 Restricciones y aplicaciones de la ecuación de Bernoulli	6
1.1.5 Número de Reynolds, flujo laminar y turbulento	6
1.2 Pérdidas de energía debido a la fricción	9
1.2.1 Factor de fricción. Ecuación de Darcy	9
1.2.2 Flujo laminar. Ecuación de Hagen-Poiseuille	10
1.2.3 Flujo turbulento. Diagrama de Moody, ecuación de Colebrook	11
1.2.4 Fórmulas típicas. Ecuación de Hazen-Williams	14
1.2.5 Líneas de carga total y carga piezométrica	15

2. PÉRDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS O MENORES

2.1 Definición. Fuentes de pérdidas menores.	17
2.1.1 Coeficientes de resistencia	17
2.1.2 Método de las longitudes equivalentes	18
2.2 Pérdidas en cambios de secciones y conexiones	19
2.2.1 Ensanchamiento súbito	19
2.2.2 Ensanchamiento gradual	20
2.2.3 Contracción súbita	20
2.2.4 Contracción gradual	21
2.2.5 Salida de tuberías (entrada en depósitos o tanques)	22
2.2.6 Entrada en tuberías (salida del depósito o tanque)	23
2.3 Pérdidas para válvulas y codos	23
2.3.1 Valores prácticos	23
2.3.2 Nueva simplificación	25
2.3.3 Ejemplo de aplicación	25
2.4 Importancia relativa de las pérdidas localizadas	27

3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y ESPECIFICACIONES DE TUBERÍAS

3.1 Venturímetro	29
3.2 Rotámetro	31
3.3 Orificio	32
3.4 Especificaciones de tuberías	34
3.4.1 Materiales empleados en las tuberías	34
3.4.2 Conductos y tuberías comercialmente disponibles	35
3.4.3 Diámetros comerciales de los tubos	35
3.4.4 Velocidad de flujo recomendada en tuberías	38

3.4.5	Predimensionamiento de tuberías	40
4. PRÁCTICAS DE LABORATORIO		
4.1	Descripción del equipo de pruebas	41
4.2	Ensayo I. Pérdidas de energía por fricción en tubería	43
4.2.1	Objetivos	43
4.2.2	Descripción del ensayo	43
4.2.3	Cálculos de resultados	44
4.2.4	Análisis de Resultados	47
4.3	Ensayo II. Pérdidas de energía en accesorios	48
4.3.1	Objetivos	48
4.3.2	Descripción del ensayo	48
4.3.3	Cálculos de resultados	49
4.3.4	Análisis de resultados	62
4.4	Ensayo III. Calibración de un Venturímetro.	62
4.4.1	Objetivos	62
4.4.2	Descripción del ensayo	63
4.4.3	Deducción de la ecuación para el cálculo del caudal Teórico.	63
4.4.4	Cálculo de resultados	65
4.4.5	Análisis de resultados	67
	CONCLUSIONES	69
	RECOMENDACIONES	71
	BIBLIOGRAFÍA	73

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Conjunto de tubos de corriente entre contornos fijos.	4
2.	Flujo laminar y turbulento.	7
3.	Diagrama de Moody.	12
4.	Línea piezométrica.	16
5.	Línea de carga.	16
6.	Ensanchamiento súbito.	20
7.	Contracción súbita	21
8.	Contracción gradual	22
9.	Resistencia en válvulas y juntas expresada como longitud equivalente en diámetros de conducto	24
10.	Problema de aplicación de pérdidas de cargas locales	25
11.	Venturímetro	30
12.	Rotámetro	31
13.	Tipos de orificios	32
14.	Tablero de ensayo.	41
15.	Manómetro de agua y mercurio.	42
16.	Rotámetro del tablero de ensayo.	42
17.	Conexión de mangueras de manómetro con racores.	43
18.	Determinación de la variación de f vrs. número de Reynolds para tubería de $\frac{3}{4}$ " de diámetro utilizando regresión lineal.	45
19.	Determinación de la variación de f vrs. número de Reynolds para tubería de $\frac{1}{2}$ " de diámetro utilizando regresión lineal.	46

20.	Comparación de la determinación de la variación número de Reynolds para tubería de 1/2" y 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.	47
21.	Obtención del factor de pérdidas de fricción utilizando el método de mínimos cuadrados.	49
22.	Obtención de la longitud equivalente utilizando el método de mínimos cuadrados.	50
23.	Determinación del coeficiente de pérdida "k" para codo de 45° de 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.	51
24.	Determinación de longitud equivalente "L _{eq} /θ" para codo de 45° de 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.	52
25.	Determinación del coeficiente de pérdida "k" para válvula de paso abierta de 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.	52
26.	Determinación de longitud equivalente "L _{eq} /θ" para válvula de paso abierta de 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.	53
27.	Determinación del coeficiente de pérdida "k" para válvula de paso abierta de 1/2" de diámetro utilizando regresión lineal.	53
28.	Determinación de longitud equivalente "L _{eq} /θ" para válvula de paso abierta de 1/2" de diámetro utilizando regresión lineal.	54
29.	Determinación del coeficiente de pérdida "k" para válvula de retención (cheque) de 1/2" de diámetro utilizando regresión lineal.	54
30.	Determinación de longitud equivalente "L _{eq} /θ" para válvula de retención (cheque) de 1/2" de diámetro utilizando regresión lineal.	55
31.	Determinación del coeficiente de pérdida "k" para válvula de compuerta de 1/2" de diámetro completamente abierta utilizando regresión lineal.	55
32.	Determinación de longitud equivalente "L _{eq} /θ" para válvula de compuerta de 1/2" de diámetro completamente abierta utilizando regresión lineal.	56

33.	Determinación del coeficiente de pérdida “k” para codo de 90° de radio largo de ½” de diámetro utilizando regresión lineal.	56
34.	Determinación de longitud equivalente “ L_{eq}/θ ” para codo de 90° de radio largo de ½” de diámetro utilizando regresión lineal.	57
35.	Determinación del coeficiente de pérdida “k” para codo de 180° de ½” de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.	57
36.	Determinación de longitud equivalente “ L_{eq}/θ ” para codo de 180° de ½” de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.	58
37.	Determinación del coeficiente de pérdida “k” para codos de 90° de ½” de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.	58
38.	Determinación de longitud equivalente “ L_{eq}/θ ” para codos de 90° de ½” de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.	59
39.	Determinación del coeficiente de pérdida “k” para válvula de globo. utilizando regresión lineal.	59
40.	Determinación de longitud equivalente “ L_{eq}/θ ” para válvula de globo utilizando regresión lineal.	60
41.	Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de globo utilizando regresión lineal.	60
42.	Determinación de la longitud equivalente “ Leq/ θ ” para válvula de globo utilizando regresión lineal.	61
43.	Coeficiente de descarga del Venturímetro.	66
44.	Curvas de caudal real y caudal teórico.	66

TABLAS

I	Materiales empleados en tuberías.	34
II	Pruebas de tuberías.	36
III	Tubos de hierro fundido.	36
IV	Tubos con diámetros en milímetros y en pulgadas.	37
V	Tubos con diámetros en milímetros.	38
VI	Predimensionamiento de tuberías.	40
VII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para la tubería de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.	45
VIII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para la tubería de $\frac{1}{2}$ " de diámetro.	46
IX	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para codos de 45° de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.	51
X	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para válvula de paso abierta de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.	52
XI	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para válvula de paso abierta de $\frac{1}{2}$ " de diámetro.	53
XII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para válvula de retención cheque de $\frac{1}{2}$ " de diámetro.	54
XIII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para válvula de compuerta de $\frac{1}{2}$ " de diámetro completamente abierta.	55
XIV	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para codos de 90° de $\frac{1}{2}$ " de diámetro de radio largo.	56
XV	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para codos de 180° de $\frac{1}{2}$ " de diámetro de radio largo.	57
XVI	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para codos de 90° de $\frac{1}{2}$ " de diámetro de radio corto.	58

XVII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para codos de 180° de ½" de diámetro de radio corto.	59
XVIII	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para válvula de globo.	60
XIX	Resumen de los coeficientes de resistencia o factor de pérdidas y los valores de la Longitud Equivalente de los accesorios ensayados.	61
XX	Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para el Venturímetro.	65
XXI	Determinación del coeficiente de descarga utilizando promedio de Pendientes.	66

GLOSARIO

Fluido	Un fluido es una sustancia incapaz de resistir fuerzas o esfuerzos de corte sin desplazarse.
Líneas de corriente	Las líneas de corriente son líneas de flujo imaginarias que siempre son paralelas a la dirección del flujo en cada punto, y en el caso de flujo uniforme coinciden con la trayectoria de las partículas individuales del fluido.
Caudal	Es el volumen de un fluido que pasa en la unidad de tiempo a través de una sección dada.
Presión	La presión en un fluido en reposo se define como la fuerza de compresión normal por unidad de área que actúa sobre una superficie sumergida en el fluido.
Viscosidad	La viscosidad es una propiedad de los fluidos que causa fricción. Además, la viscosidad es una medida de la resistencia del fluido al corte cuando el fluido está en movimiento.

Número de Reynolds Es un parámetro que toma en cuenta la velocidad entre el fluido que circula y el material que lo envuelve, una dimensión lineal típica y la viscosidad cinemática del fluido.

Diagrama de Moody Es uno de los métodos más extensamente empleados para evaluar el factor de fricción. El diagrama muestra el factor de fricción, f , graficado contra el número de Reynolds, N_r , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa, D/e .

Tubería Conducto formado de tubos para el paso de gases combustibles, agua, etc.

Válvula Pieza de variadas formas que al colocarla en una abertura de máquinas o instrumentos sirve para interrumpir alternativa o permanentemente la comunicación entre dos de sus órganos, o entre éstos y el medio externo, moviéndose a impulso de fuerzas contrarias. Controlan la dirección, la presión, el volumen o combinación de estas magnitudes.

Manómetro	Los manómetros son aparatos que emplean columnas líquidas para determinar las diferencias de presiones.
Rotámetro	El rotámetro es un tipo común de medidor de área variable que sirve para medir caudales. El fluido corre hacia arriba a través de un tubo libre que tiene una ramificación en el interior.
Pérdidas locales	En las tuberías, cualquier causa perturbadora, cualquier elemento o dispositivo que venga a establecer o elevar la turbulencia, cambiar la dirección o alterar la velocidad es a lo que se llama pérdida local.
Línea de carga	La línea de carga se refiere al lugar geométrico de los puntos representativos de las tres cargas: de velocidad, de presión, y de posición.
Línea piezométrica	Es la línea que corresponde a las alturas a que el líquido subiría en piezómetros instalados a lo largo de la misma; es la línea de presiones.

RESUMEN

En el capítulo uno se hace la descripción de los conceptos fundamentales del flujo de fluidos. Dichos conceptos sirven para conocer el comportamiento de la dinámica de los fluidos, conociendo sus propiedades fundamentales, en este caso, el fluido a estudiar es el agua. Dentro de estos conceptos se pueden mencionar el flujo, tipos de flujos, la conservación de la energía, utilizando la ecuación de Bernoulli y el número de Reynolds, entre otros.

En el capítulo dos se desarrollan los temas referentes a las pérdidas de carga. En estos temas se hace mención a las pérdidas de las carga que ocurren en los artefactos de tuberías, tales como codos, válvulas, entre otros. Además, se hace referencia a las fórmulas teóricas utilizadas para el cálculo de dichas pérdidas.

En el capítulo tres se desarrollan los temas que hacen referencia a los instrumentos utilizados para la medición de caudal. Entre estos instrumentos se pueden mencionar el venturímetro, el rotámetro, los orificios y otros. Además, se hace mención de las especificaciones que se deben de tomar en cuenta en las tuberías.

En el desarrollo del capítulo cuatro, se describen los resultados obtenidos en los ensayos realizados en el laboratorio, tales como ensayos de pérdidas de energía por fricción, perdidas de energía en distintos tipos de válvulas y codos y la calibración de un venturímetro.

OBJETIVOS

General

Elaborar un manual para ensayos de pérdidas de energía por fricción en tuberías y accesorios de PVC, mediante la investigación bibliográfica y la realización de ensayos de laboratorio para la obtención de resultados experimentales, comparándolos tanto con las ecuaciones teóricas, como con los valores prácticos encontrados en manuales de Hidráulica mediante el uso de un tablero de tuberías y accesorios.

Específicos

1. Construir un tablero que contenga un circuito hidráulico, el cual estará formado por un conjunto de tuberías y accesorios de PVC.
2. Elaborar un manual para ensayos de pérdidas de energía por fricción en tuberías y accesorios.
3. Realizar los cálculos teóricos utilizando las ecuaciones de pérdidas de energía para cada accesorio.
4. Comparar los resultados obtenidos en los ensayos con los valores prácticos que se dan en los manuales de los accesorios de tuberías.
5. Realizar la discusión de resultados mediante el uso de las tablas obtenidos en los ensayos de laboratorios.

INTRODUCCIÓN

En la construcción de un sistema hidráulico es importante conocer todos los factores que influyen en sus componentes o accesorios que contenga. Estos componentes están afectados en diferentes pérdidas de energías, los cuales hacen que disminuya su capacidad. Por tanto, es importante estudiar y conocer la mayor eficiencia del sistema, mediante ensayos de laboratorio que analicen las diferentes situaciones de dichos elementos.

En la práctica de laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería, se realizan diferentes ensayos, los cuales tienen como fin primordial el estudio del comportamiento del flujo del agua. El siguiente estudio pretende analizar las diferentes pérdidas de energía que ocurren en los accesorios de tubería; además se interpretará adecuadamente los resultados obtenidos en los diferentes ensayos.

Para la realización de dichos ensayos se utilizó un tablero que contenía diferentes accesorios hidráulicos, los cuales sirvieron para obtener la información necesaria de las pérdidas de energía en cada uno de éstos. El estudio de este trabajo de graduación tiene como fin primordial la elaboración de un manual para el laboratorio de Hidráulica.

Además, estos ensayos se basaron mediante la investigación bibliográfica referente a las pérdidas de energía que se producen en los accesorios de tuberías. Estos temas bibliográficos sirven de base para la realización de dichos ensayos, ya que describen las propiedades físicas y mecánicas del fluido, en este caso el agua.

1. TEORIA BÁSICA

1.1 Fundamentos del flujo de fluidos.

1.1.1 Tipos de flujos.

Existen muchas maneras de clasificar el movimiento de los fluidos, de acuerdo con la estructura del flujo, o con la situación o configuración física. Se mencionan algunas de estas clasificaciones:

a) Flujo externo.

Son flujos sobre cuerpos sumergidos en un fluido sin fronteras. Comprende fluido en una región no limitada, en donde el foco de atención está en el patrón de flujo alrededor de un cuerpo sumergido en el fluido.

b) Flujo interno.

En el interior de las tuberías, boquillas, canales y maquinarias, el flujo está confinado por las paredes y en ese caso se habla de un flujo interno. Este flujo en la parte principal de un conducto se puede considerar como aproximadamente ideal para los gases, y sin embargo se desarrolla una capa límite (generalmente turbulenta) sobre las paredes.

c) Flujo permanente.

El flujo permanente tiene lugar cuando, en un punto cualquiera, la velocidad de las sucesivas partículas que ocupan ese punto en los sucesivos instantes es la misma. Por lo tanto, la velocidad es constante respecto del tiempo o bien $\partial V/\partial t = 0$, pero puede variar de un punto a otro, es decir, ser variable respecto de las coordenadas espaciales.

d) Flujo uniforme.

El flujo uniforme tiene lugar cuando el módulo, la dirección y el sentido de la velocidad no varían de un punto a otro del fluido, es decir, $\partial V/\partial s = 0$. Este supuesto implica que las otras magnitudes físicas del fluido no varían con las coordenadas espaciales o bien $\partial y/\partial s = 0$, $\partial \rho/\partial s = 0$, $\partial p/\partial s = 0$, etc. El flujo de líquidos bajo presión a través de tuberías de diámetro constante y gran longitud es uniforme tanto si el régimen es permanente como si es no permanente.

e) Flujos incompresibles y sin rozamiento.

Estos flujos cumplen el llamado teorema de Bernoulli, que afirma que la energía mecánica total de un flujo incompresible y no viscoso (sin rozamiento) es constante a lo largo de una línea de corriente.

1.1.2 Líneas de corriente.

Las líneas de corriente son líneas de flujo imaginarias que siempre son paralelas a la dirección del flujo en cada punto, y en el caso de flujo uniforme coinciden con la trayectoria de las partículas individuales de fluido. En cada punto de una corriente pasa en cada instante t , una partícula de fluido animada de una velocidad V .

Las líneas de corriente son las curvas, que en el mismo instante t considerado, se mantienen tangentes, en todos los puntos, a las velocidades V . Por definición estas curvas no pueden encontrarse.

1.1.3 Ecuación de continuidad.

Considerándose el tramo de un tubo de corriente, como se indica en la figura 1 con secciones A_1 y A_2 y velocidades V_1 y V_2 respectivas, la cantidad de líquido de peso específico que pasa por una sección, en una unidad de tiempo y si el líquido se considera incomprensible será de un modo general la siguiente ecuación:

$$A_1V_1 = A_2V_2 \quad \text{Ec.1}$$

Donde surge que el caudal está expresado de la siguiente fórmula:

$$Q = VA \quad \text{Ec.2}$$

En este caso la velocidad representa una velocidad media en todo el tramo de la tubería.

Q = caudal (m^3/s)

V = velocidad media de la sección (m/s)

A = área de la sección de la tubería

1.1.4 Conservación de la energía. Ecuación de Bernoulli.

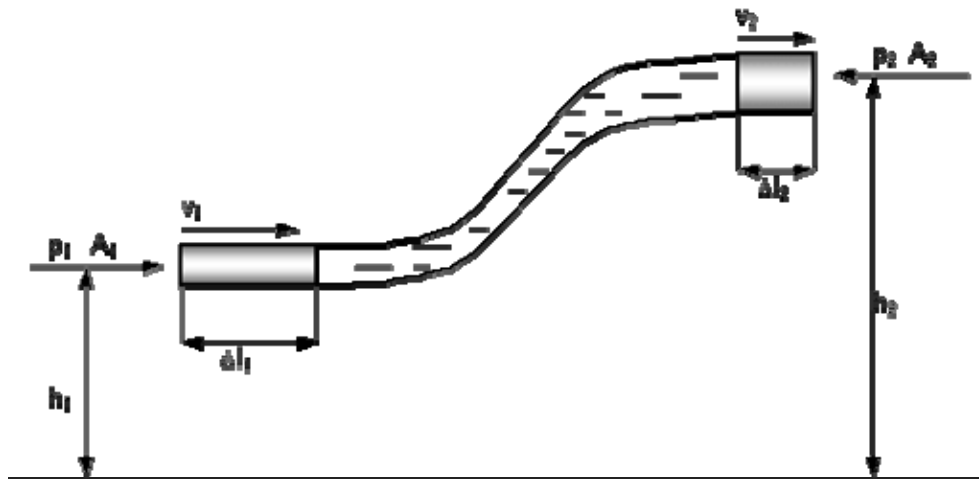
El teorema de Bernoulli implica una relación entre los efectos de la presión, la velocidad y la gravedad, e indica que la velocidad aumenta cuando la presión disminuye.

La figura 1 muestra parte de un tubo de corriente, en el cual fluye un líquido de peso específico. En las dos secciones indicadas de áreas A_1 y A_2 , actúan las presiones P_1 y P_2 y las velocidades V_1 y V_2 .

De acuerdo con el teorema de las fuerzas vivas, "variación de la fuerza viva en sistema iguala al trabajo total de todas las fuerzas que actúan sobre el sistema"

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 = \text{constante.} \quad \text{Ec. 3}$$

Figura 1. Conjunto de tubos de corriente entre contornos fijos.



Fuente: Víctor L. Streeter, Mecánica de fluidos, pág. 84

Recordar que

$$P = F/A \Rightarrow F = PA \quad \text{Ec. 4}$$

Flujo de volumen: (caudal).

$$Q = AV \quad \text{Ec. 5}$$

Ecuación de Bernoulli: (principio de conservación de la energía) para flujo ideal (sin fricción).

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad \text{Ec. 6}$$

$\frac{p}{\gamma}$ = energía de presión por unidad de peso.

h = energía potencial por unidad de peso.

$\frac{v^2}{2g}$ = energía cinética por unidad de peso.

Ecuación de Bernoulli para flujo en reposo: $v_1 = v_2 = 0$

$$p_1 + \gamma h_1 = p_2 + \gamma h_2 \quad \text{Ec. 7}$$

1.1.4.1 Interpretación de la ecuación de Bernoulli.

Este importante teorema de Bernoulli se enuncia de la siguiente manera: “a lo largo de cualquier línea de corriente la suma de las alturas cinéticas ($\frac{v^2}{2g}$), piezométrica (p/γ) y potencial (h) es constante”.

El teorema de Bernoulli no es otra cosa que el principio de la conservación de energía. Cada uno de los términos de la ecuación representa una forma de energía. Hay máquinas hidráulicas que aprovechan estas diferentes formas de energía.

1.1.4.2 Restricciones y aplicaciones de la ecuación de Bernoulli.

En la deducción del teorema de Bernoulli fueron formuladas varias hipótesis:

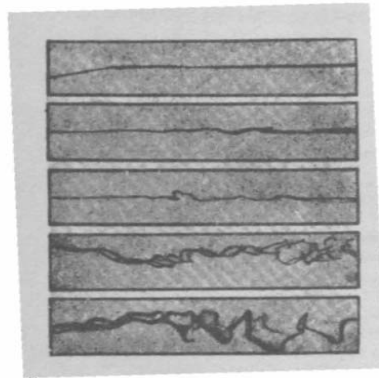
- a) El desplazamiento del líquido debe ser sin fricción, no fue considerada la influencia de la viscosidad.
- b) El movimiento es permanente.
- c) El flujo se produce a lo largo de un tubo de corriente.
- d) El líquido es incompresible.

La experiencia no confirma rigurosamente el teorema de Bernoulli, debido a que los fluidos reales se apartan del modelo perfecto. La viscosidad y la fricción externa son los principales responsables por estas diferencias: a consecuencia de las fuerzas de fricción, el flujo se mueve con una pérdida de energía.

1.1.5 Número de Reynolds, flujo laminar y turbulento.

Los primeros experimentos cuidadosamente documentados del rozamiento en flujos de baja velocidad a través de tuberías fueron realizados independientemente por Poiseuille y por Hagen. El primer intento de incluir los efectos de la viscosidad en las ecuaciones matemáticas se debió a Navier e, independientemente, a Stokes, quien perfeccionó las ecuaciones básicas para los fluidos viscosos incompresibles. Actualmente se las conoce como ecuaciones de Navier-Stokes, y son tan complejas que sólo se pueden aplicar a flujos sencillos. Uno de ellos es el de un fluido real que circula a través de una tubería recta.

Figura 2. **Flujo laminar y turbulento.**



Fuente: J. M. de Azevedo y Guillermo Acosta A. Manual de Hidráulica, pág. 104.

El teorema de Bernoulli no se puede aplicar aquí, porque parte de la energía mecánica total se disipa como consecuencia del rozamiento viscoso, lo que provoca una caída de presión a lo largo de la tubería. Las ecuaciones sugieren que, dados una tubería y un fluido determinados, esta caída de presión debería ser proporcional a la velocidad de flujo. Los experimentos demostraron que esto sólo era cierto para velocidades bajas; para velocidades mayores, la caída de presión era más bien proporcional al cuadrado de la velocidad.

Este problema se resolvió cuando Reynolds demostró la existencia de dos tipos de flujo viscoso en tuberías. A velocidades bajas, las partículas del fluido siguen las líneas de corriente (flujo laminar), y los resultados experimentales coinciden con las predicciones analíticas. A velocidades más elevadas, surgen fluctuaciones en la velocidad del flujo, o remolinos (flujo turbulento), en una forma que ni siquiera en la actualidad se puede predecir completamente.

Reynolds también determinó que la transición del flujo laminar al turbulento era función de un único parámetro, que desde entonces se conoce como número de Reynolds. Si el número de Reynolds (que carece de dimensiones y es el producto de la velocidad, la densidad del fluido y el diámetro de la tubería dividido entre la viscosidad del fluido) es menor de 2.000, el flujo a través de la tubería es siempre laminar; cuando los valores son mayores a 3000 el flujo es turbulento. El concepto de número de Reynolds es esencial para gran parte de la moderna mecánica de fluidos.

Una medida de turbulencia es un término carente de dimensión llamado número de Reynolds, que se define matemáticamente con la siguiente fórmula:

$$R = \frac{VD}{\nu} = \frac{VD\rho}{\mu} \quad \text{Ec. 8}$$

V = velocidad media del flujo

D = diámetro de la tubería

ν = viscosidad cinemática del fluido

μ = coeficiente de viscosidad

Los flujos turbulentos no se pueden evaluar exclusivamente a partir de las predicciones calculadas, y su análisis depende de una combinación de datos experimentales y modelos matemáticos; gran parte de la investigación moderna en mecánica de fluidos está dedicada a una mejor formulación de la turbulencia.

Puede observarse la transición del flujo laminar al turbulento y la complejidad del flujo turbulento cuando el humo de un cigarrillo asciende en aire muy tranquilo. Al principio, sube con un movimiento laminar a lo largo de líneas de corriente, pero al cabo de cierta distancia se hace inestable y se forma un sistema de remolinos entrelazados.

1.2 Pérdidas de energía debido a la fricción.

Al circular el agua por una tubería, dado que lleva una cierta velocidad que es energía cinética, al rozar con las paredes de la tubería pierde parte de la velocidad por la fricción que se produce entre el material y el líquido contra el sólido de las paredes. Entre mayor es la velocidad mayor será el roce.

1.2.1 Factor de fricción. Ecuación de Darcy.

La ecuación de Darcy-Weisbach es la fórmula fundamental usada para determinar las pérdidas debidas a la fricción a lo largo de las tuberías. Establece que las pérdidas de energía h_f , en una tubería, es directamente proporcional a la longitud L y la energía cinética, $V^2/2g$, presentes, e inversamente proporcional al diámetro de la tubería, D . La fórmula se escribe como:

$$H_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 9}$$

Definiendo un parámetro adimensional f , denominado coeficiente de fricción de Darcy; el propio factor de fricción bastante compleja de los parámetros de flujo, la viscosidad cinemática del fluido en movimiento y del grado de rugosidad de la pared de la tubería. Con el diagrama de Moody, se puede obtener la rápida determinación del factor de fricción siempre que se conozcan la rugosidad relativa de la tubería y el número de Reynold para el flujo considerado.

1.2.2 Flujo laminar. Ecuación de Hagen-Poiseuille.

Cuando se tiene un flujo laminar, el fluido parece desplazarse en forma de varias capas, una sobre la otra. Debido a la viscosidad del fluido, se crea una tensión de corte entre las capas del fluido. La energía del fluido se pierde mediante la acción de vencer a las fuerzas de fricción producidas por la tensión de corte.

Puesto que el flujo laminar es tan regular y ordenado, se puede derivar una relación entre la pérdida de energía y los parámetros movibles del sistema de flujo. Esta relación se conoce como ecuación de Hagen-Poiseuille:

$$H_L = \left(\frac{32vLV}{\gamma} \right) D^2 \quad \text{Ec. 10}$$

Los parámetros implicados son las propiedades del fluido correspondiente la viscosidad y el peso específico, las características geométricas correspondientes a la longitud y diámetro del conducto, y la dinámica del fluido, caracterizado por la velocidad promedio. La ecuación de Hazen-Poiseuille ha sido verificada de manera experimental muchas veces. De dicha ecuación se puede observar que la pérdida de la energía en un flujo laminar es independiente de la condición de la superficie del conducto. Las pérdidas por fricción viscosa dentro del fluido determinan la magnitud de la pérdida de energía.

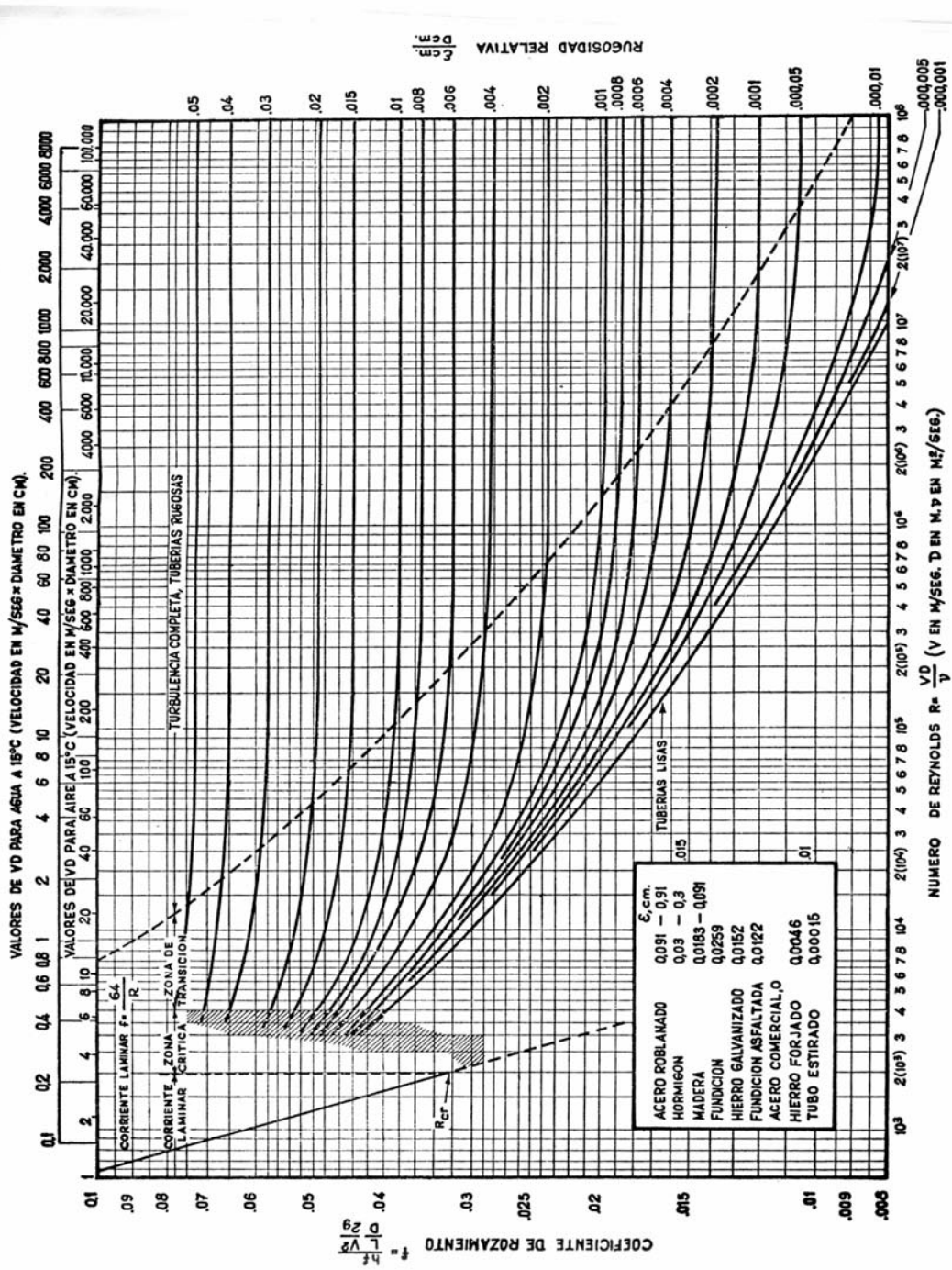
La ecuación de Hazen-Poiseuille solamente es válida para flujos laminares con número de Reynolds menor de 2000. Sin embargo, la ecuación de Darcy se puede utilizar para calcular la pérdida de fricción en un flujo laminar.

1.2.3 Flujo turbulento. Diagrama de Moody, ecuación de Colebrook.

Para el flujo turbulento de fluidos en conductos circulares es más conveniente utilizar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debido a la fricción. No se puede determinar el factor de fricción, f , mediante un simple cálculo, pues el flujo turbulento no se conforma de movimientos regulares y predecibles.

Uno de los métodos más extensamente empleados para evaluar el factor de fricción hace uso del diagrama de Moody que se presenta en la figura. El diagrama muestra el factor de fricción, f , graficado contra el número de Reynolds, N_r , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa, D/e . Dichas curvas fueron generadas a partir de datos experimentales por L.F. Moody, como se muestra en la figura 3.

Figura 3. Diagrama de Moody.



Fuente: Víctor L. Streeter, Mecánica de los fluidos, pág 184.

Tanto f como Nr están graficados en escalas logarítmicas, debido al amplio intervalo de valores encontrados. En el extremo izquierdo del diagrama, para números de Reynolds menores de 2000, la línea recta muestra la relación $F = 64/Nr$ para flujo laminar. Para $2000 < Nr < 4000$, no se trazan curvas, pues se trata de la zona crítica entre flujo laminar y turbulento y no es posible predecir el tipo de flujo. Más arriba de $Nr = 4000$, se grafica la familia de curvas para diferentes valores de D/e . A partir de estas curvas se pueden hacer varias observaciones importantes:

1. Para un número de Reynolds dado de un flujo, conforme la rugosidad relativa D/e aumenta, el factor de fricción disminuye.
2. Para una cierta rugosidad relativa dada, D/e , el factor de fricción disminuye al aumentar el número de Reynolds, hasta que alcanza la zona de turbulencia completa.
3. Dentro de la zona de completa turbulencia, el número de Reynolds no tiene efecto alguno sobre el factor de fricción.
4. Conforme aumenta la rugosidad relativa, D/e , el valor del número de Reynolds en el cual se inicia la zona de completa turbulencia empieza a aumentar.

El valor del coeficiente de fricción f depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. Colebrook estableció una ecuación válida para tuberías semirugosas.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad \text{Ec. 11}$$

1.2.4 Fórmulas típicas. Ecuación de Hazen-Williams.

La formula de Hazen-Williams es una de las más populares para el diseño y análisis de sistemas de agua. Su uso está limitado al flujo de agua en conductos mayores de 2 pulgadas y menores de 6 pies de diámetro. La velocidad de flujo no debe exceder los 10 pies/seg.

Se tiene también que fue desarrollada para agua a 60 grados Fahrenheit; el tratamiento a temperatura mucho menores o mayores podría dar como resultado algún error.

$$V = 0.85CR^{0.63}S^{0.54} \quad \text{Ec. 12}$$

En la que

V = velocidad promedio de flujo (m/s)

C = coeficiente de Hazen-Williams (sin dimensiones)

R = radio hidráulico de conducto de flujo (m)

S = cociente de H_L/L : pérdida de energía entre longitud del conducto (m/m)

Al igual que antes, la rapidez de flujo de volumen puede calcularse con la ecuación de

$$Q = AV$$

Esta ecuación permite el cálculo directo de la velocidad del flujo para un tipo y un tamaño dado de conducto de flujo, cuando se conoce o se especifica la pérdida de energía por unidad de longitud. Otros tipos de cálculos que a menudo se desean hacer son:

1. Para determinar el tamaño requerido de conducto para transportar una rapidez de flujo o caudal dado, mientras se limita la pérdida de energía a algún valor específico.

2. Para determinar la pérdida de energía para una rapidez de flujo dada por un tipo y tamaños dados de conducto de longitud conocida.

Las siguientes fórmulas son:

Para determinar la pérdida de carga unitaria, m/m:

$$S_f = 10.643Q^{1.85}C^{-1.85}D^{-4.87} \quad \text{Ec. 13}$$

Para determinar la pérdida de energía

$$H_L = \frac{10.643Q^{1.85}L}{C^{1.85}D^{4.87}} \quad \text{Ec. 14}$$

Para determinar el diámetro:

$$D = \left(\frac{3.59}{CS_f^{0.54}} \right)^{0.380} \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

Q = flujo de agua en m³/seg

D = diámetro de la tubería en metros

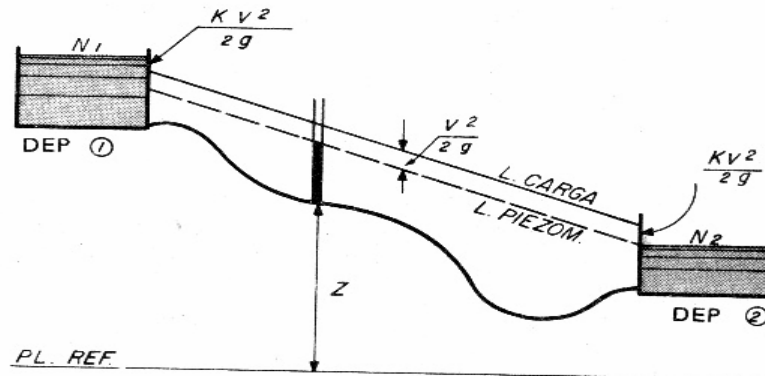
L = longitud del tramo de la tubería en metros

C = coeficiente que depende de la naturaleza (material y estado) de las paredes de los tubos.

1.2.5 Líneas de carga total y carga piezométrica.

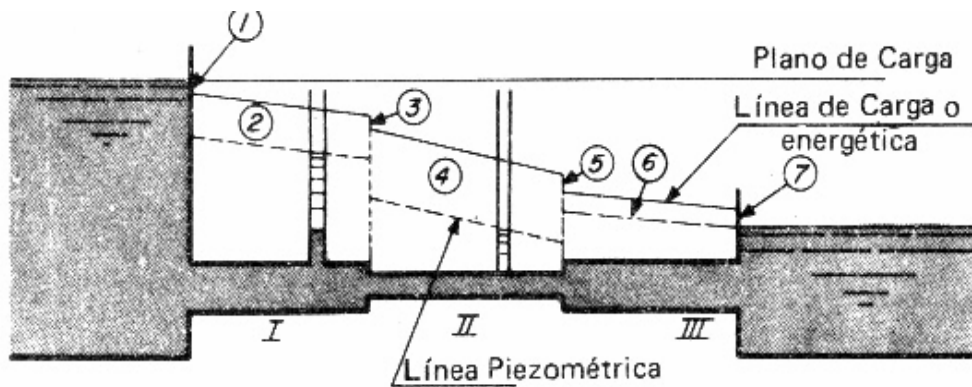
La línea de carga referente a una tubería es el lugar geométrico de los puntos representativos de las tres cargas; de velocidad, de presión y de posición. La línea piezométrica corresponde a las alturas a que el líquido subiría en piezómetros instalados a lo largo de la misma: es la línea de las presiones. Las dos líneas están separadas del valor correspondiente al término $V^2/2g$, esto es, energía cinética o carga de velocidad. Si el diámetro del tubo fuese constante, la velocidad del líquido será constante y las dos líneas serán paralelas.

Figura 4. Línea piezométrica.



Fuente: J. M. de Azevedo y Guillermo Acosta A. Manual de Hidráulica, pág. 223

Figura 5. Línea de carga.



Fuente: J. M. de Azevedo y Guillermo Acosta A. Manual de Hidráulica, pág. 224

2. PÉRDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS O MENORES

2.1 Definición. Fuentes de pérdidas menores.

En la mayor parte de los sistemas de flujo, la pérdida de energía primaria se debe a la fricción del conducto. Los demás tipos de energía generalmente son pequeños en comparación, y por consiguiente se hace referencia a ellas como pérdidas menores. Las pérdidas menores ocurren cuando hay un cambio en la sección cruzada de la trayectoria de flujo o en la dirección de flujo, o cuando la trayectoria de flujo se encuentra obstruida como sucede con una válvula. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastantes complejos.

2.1.1 Coeficientes de resistencia.

Las pérdidas de energía son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de una dilatación o contracción de la sección de flujo, o a través de una válvula. Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K, de la siguiente forma:

$$H_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 16}$$

En dicha ecuación, H_L es la pérdida menor, K, es el coeficiente de resistencia y V es la velocidad del flujo promedio en el conducto en la vecindad donde se presenta la pérdida menor. En algunos casos, puede haber más de una velocidad de flujo.

El coeficiente de resistencia no tiene unidades, ya que representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la cabeza de velocidad. La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida y algunas veces depende de la velocidad de flujo.

2.1.2 Método de las longitudes equivalentes.

Un método que relativamente toma en cuenta las pérdidas locales es el de las longitudes equivalentes de tuberías. Una tubería que comprende diversas piezas especiales y otras características, bajo el punto de vista de pérdidas de carga, equivale a una tubería rectilínea de mayor extensión.

Este método consiste en sumar a la extensión del tubo, para simple efecto de cálculo, extensiones tales que correspondan a la misma pérdida de carga que causarían las piezas especiales existentes en las tuberías. A cada pieza especial corresponde una cierta extensión ficticia y adicional. Teniéndose en consideración todas las piezas especiales y demás causas de pérdidas, se llega a una extensión virtual de tubería.

La pérdida de carga a lo largo de las tuberías, puede ser determinada por la fórmula de Darcy-Weisbach.

Para una determinada tubería, L y D son constantes y como el coeficiente de fricción F no tiene dimensiones, la pérdida de carga será igual al producto de un número puro por la carga de velocidad $V^2/2g$.

Por tanto, las pérdidas locales tienen la siguiente expresión general:

$$H_L = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 17}$$

Se puede observar que la pérdida de carga al pasar por conexiones, válvulas, etc., varía en función de la velocidad que se tiene para el caso de resistencia al flujo en tramos rectilíneos de la tubería. Debido a esto, se puede expresar las pérdidas locales en función de extensiones rectilíneas de tubo.

Se puede obtener la extensión equivalente de tubo, el cual corresponde a una pérdida de carga equivalente a la pérdida local, obteniéndose la siguiente expresión:

$$L = \frac{(KD)}{f} \quad \text{Ec. 18}$$

2.2 Pérdidas en cambios de secciones y conexiones.

2.2.1 Ensanchamiento súbito.

La pérdida que ocurre en la reducción brusca de diámetro, de una sección A_1 a una sección A_2 es dada por la siguiente fórmula:

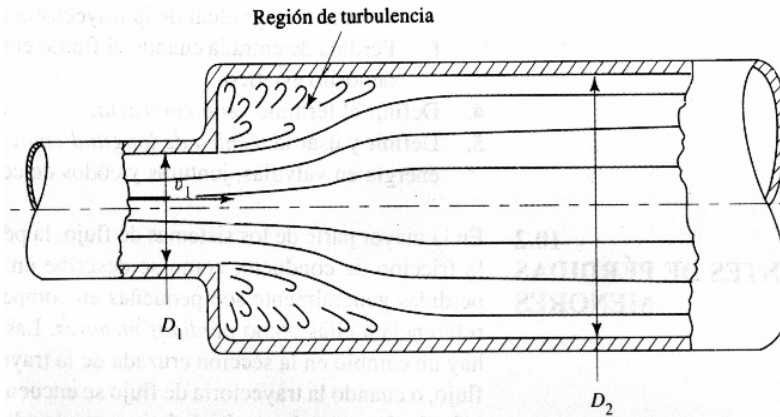
$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 19}$$

Siendo el valor de K

$$K = \left(\frac{4}{9} \right) \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \quad \text{Ec. 20}$$

Si la reducción de diámetro fuera gradual, la pérdida sería menor. En este caso, el valor de K, generalmente, está comprendido entre 0.04 y 0.15.

Figura 6. **Ensanchamiento súbito.**



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos aplicada, pág.268.

2.2.2 Ensanchamiento gradual.

Se comprueba experimentalmente que los valores de K dependen de la relación entre los diámetros inicial y final, así como también, la extensión de la pieza. Para las piezas usuales se tiene la siguiente fórmula:

$$H_L = 0.5 \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} \quad \text{Ec. 21}$$

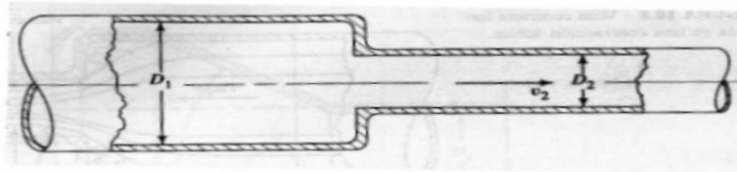
2.2.3 Contracción súbita.

La pérdida de energía debido a una contracción súbita, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 22}$$

En dicha ecuación, V_2 es la velocidad en la corriente hacia abajo del conducto menor a partir de la contracción. El coeficiente de resistencia K depende de la proporción de los tamaños de los conductos y de la velocidad de flujo. El mecanismo mediante el cual se pierde energía debido a una contracción súbita es bastante complejo.

Figura 7. **Contracción súbita.**



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos aplicada, pág.275.

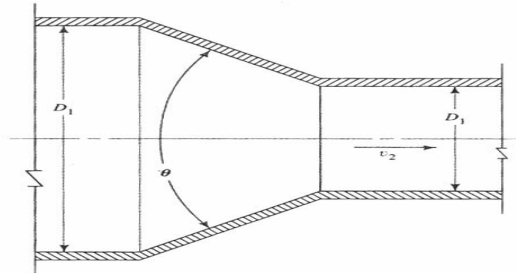
2.2.4 Contracción gradual.

La pérdida de energía en una contracción puede disminuirse sustancialmente haciendo la contracción más gradual. La pérdida de energía se calcula con la siguiente fórmula:

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 23}$$

El coeficiente de resistencia se basa en la cabeza de velocidad en el conducto menor después de la contracción.

Figura 8. **Contracción gradual.**



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de fluidos aplicada, pág. 277.

2.2.5 Salida de tuberías (entrada en depósitos o tanques).

Durante el flujo de un fluido de un conducto hacia un gran depósito o tanque, su velocidad disminuye hasta casi cero. En el proceso, la energía cinética que el fluido poseía en el conducto, indicada por la cabeza de velocidad $V_1^2/2g$, se disipa. Por lo tanto, la pérdida de energía para esta condición es la siguiente:

$$H_L = 1 \left(\frac{V_1^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 24}$$

A ésta se le denomina pérdida de salida. El valor para $K = 1$ se usa sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.

2.2.6 Entrada en tuberías (salida del depósito o tanque).

Un caso especial de una contracción ocurre cuando el fluido fluye desde un depósito o tanque relativamente grande hacia un conducto. El fluido debe acelerar desde una velocidad relativamente despreciable a la velocidad de flujo del conducto. La facilidad con que se realiza la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada.

La pérdida de energía se obtiene de la siguiente ecuación:

$$H_L = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 25}$$

donde V_2 es la velocidad de flujo en el conducto.

2.3 Pérdidas para válvulas y codos.

2.3.1 Valores prácticos.

La tabla de la Figura 9 incluye valores para las extensiones ficticias correspondientes a las piezas y pérdidas más frecuentes en tuberías.

Los datos presentados en gran parte fueron calculados basados en la fórmula de Darcy-Weisbach en su presentación americana, adoptando valores precisos de K . En parte, ellos se basan también en los resultados de las investigaciones hechas por autoridades en la materia, tales como los departamentos especializados del gobierno Federal Norte Americano, de la Crane Co., etc.

Las longitudes equivalentes, si bien han sido calculadas para tuberías de hierro y acero, pueden ser aplicadas con aproximación razonable al caso de tubos de cobre o latón. Las imprecisiones y discrepancias resultantes del empleo generalizado de ese método y de los datos presentados son probablemente, menos considerables que las indeterminaciones relativas a la rugosidad interna de los tubos y resistencia al flujo, así como a su variación en la práctica.

Figura 9. **Resistencia en válvulas y codos expresada como longitud equivalente en diámetros de conducto, L/D.**

TIPO		LONGITUD EQUIVALENTE EN DIAMETROS DE CONDUCTO
VÁLVULA DE GLOBO	COMPLETAMENTE ABIERTA	340
VÁLVULA DE ANGULO	COMPLETAMENTE ABIERTA	150
VÁLVULA DE COMPUERTA	COMPLETAMENTE ABIERTA	8
	3/4 ABIERTA	35
	1/2 ABIERTA	160
	1/4 ABIERTA	900
VÁLVULA DE VERIFICACION	TIPO GIRATORIO	100
VÁLVULA DE VERIFICACION	TIPO DE HOLA	150
VÁLVULA DE MARIPOSA	COMPLETAMENTE ABIERTA	45
CODO ESTANDAR DE 90°		30
CODO DE RADIO DE LARGO DE 90°		20
CODO DE CALLE DE 90°		50
CODO ESTANDAR DE 45°		16
CODO DE CALLE DE 45°		26
CODO DE DEVOLUCIÓN CERRADA		50
TE ESTANDAR	CON FLUJO A TRAVÉS DE UN TRAMO	20
TE ESTANDAR	CON FLUJO A TRAVÉS DE UNA RAMA	60

Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de Fluidos Aplicada, pág. 283

2.3.2 Nueva simplificación.

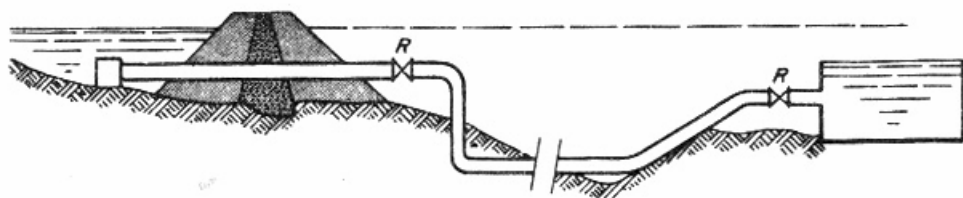
Tomándose las longitudes L , presentadas en la tabla del apéndice, para determinada pérdida y dividiéndose estas longitudes por los diámetros de tubos, se constata que los resultados presentan una variación relativamente pequeña. En esta forma los datos relativos a las pérdidas en codos de 90 grados, de radio medio, llevan a los valores de L/D variando desde 26 (para 12") hasta 31 (para $\frac{3}{4}$ ").

En estas condiciones, las informaciones contenidas en dicha tabla podrán ser condensadas tomándose las dimensiones equivalentes expresadas en diámetros del tubo.

2.3.3 Ejemplo de aplicación.

Una tubería con 800 metros de longitud y 0.30 metros de diámetro está descargando, en un depósito 60 litros/seg. Calcular la diferencia de nivel entre la represa y el depósito, considerando todas las pérdidas de carga. Verificar el tanto por ciento de las pérdidas por fricción a lo largo de la tubería. Hay en la línea sólo 2 curvas de 90 grados, 2 curvas de 45 grados y 2 registros de compuerta. Según figura 10.

Figura 10. Problema de aplicación de pérdidas de cargas locales.



Fuente: J. M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de Hidráulica, pág. 219.

La velocidad en el interior de la tubería es

$$V = Q/A = 0.060/0.0070 = 0.85 \text{ m/s}$$

La energía cinética es

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{0.85^2}{2 * 9.8} = 0.037 \text{ metros}$$

Las pérdidas de cargas accidentales se determinan en función de $V^2/2g$. por tanto, se calcula en la entrada de la tubería

$$H_L = 1 \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 1 * 0.037$$

Para las curvas de 90 grados, en este caso son 2 curvas y $K = 0.40$

$$H_L = 2K \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 2 * 0.40 * 0.037 = 0.030 \text{ metros}$$

Para las curvas de 45 grados, en este caso son 2 y $K = 0.20$

$$H_L = 2K \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 2 * 0.20 * 0.037 = 0.015 \text{ metros}$$

Para las válvulas de compuerta, en este caso son 2 y $K = 0.20$

$$H_L = 2K \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 2 * 0.20 * 0.037 = 0.015 \text{ metros}$$

Para la salida de la tubería

$$H_L = \frac{V^2}{2g} = 0.037 \text{ metros}$$

Sumando todas estas pérdidas se obtiene que la pérdida total sea de 0.134 metros, por tanto estas pérdidas no alcanzan 14 centímetros.

Para un caudal de 60 litros/seg y un diámetro de 0.30 m, usando la fórmula de Darcy para encontrar S_f , se tiene lo siguiente:

$$S_f = 1.468Q^2 = 1.468 * (0.060)^2 = 0.0053 \text{ metros}$$

$$H_f = S_f L = 0.0053 * 800 = 4.24 \text{ metros}$$

La pérdida total de carga será la suma de las pérdidas por fricción y las pérdidas de cargas locales de los accesorios

$$H_{total} = H_L + H_f = 0.134 + 4.24 = 4.374 \text{ metros}$$

Para esta tubería, las pérdidas locales representan un porcentaje de:

$$\% = (\Sigma H_L / H_f) * 100 = (0.134 / 4.24) * 100 = 3.20\%$$

En este caso, donde el tramo de la tubería es relativamente largo, con pequeño número de piezas especiales, las pérdidas locales son despreciables, frente a las pérdidas por fricción.

2.4 Importancia relativa de las pérdidas localizadas.

Las pérdidas locales pueden ser despreciadas en las tuberías largas, cuya extensión supere 4000 veces el diámetro. Se desprecian todavía en las tuberías en que la velocidad es baja y el número de piezas especiales no es grande. Así por ejemplo, las pérdidas locales no son tomadas en cuenta en los cálculos de las líneas de conducción, redes de distribución, etc.

Es importante considerar las pérdidas de descarga, tratándose de tuberías cortas, así como de tuberías que incluyen gran número de piezas especiales. Tal es el caso de las instalaciones en edificios e industrias, de las tuberías locales y de los conductos forzados de las centrales hidroeléctricas.

3. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y ESPECIFICACIONES DE TUBERÍAS

Muchos dispositivos se encuentran disponibles para la medición del flujo. Algunos de ellos miden la velocidad de flujo de volumen en forma directa, mientras que otros miden la velocidad promedio del flujo el cual puede convertirse a velocidad de flujo de volumen utilizando $Q = Av$. Asimismo, algunos de ellos proporcionan primarias directas, mientras que otros requieren calibración o la aplicación de un coeficiente de descarga a la salida observada del dispositivo. La forma de la salida del medidor de flujo también varía en forma considerable de un tipo a otro. La indicación puede ser una presión, un nivel de líquido, un contador mecánico, la posición de un indicador en la corriente del fluido, una señal eléctrica continua o una serie de pulsos eléctricos. La elección del tipo básico de medidor de fluido y su sistema de indicación depende de varios factores.

Cuatro son las razones primordiales para utilizar sistemas de medición de flujo, las cuales son: el conteo, la evaluación del funcionamiento, la investigación y el control de procesos.

3.1 Venturímetro.

El medidor Venturímetro es un aparato inventado por Clemens Herschel, en 1881, que lleva el nombre de Venturi, filósofo italiano, que fue el primer hidráulico que experimento tubos divergentes.

El aparato comprende tres secciones principales: una pieza convergente, otra divergente (difusor) y una sección intermedia, que constituye la garganta o estrechamiento.

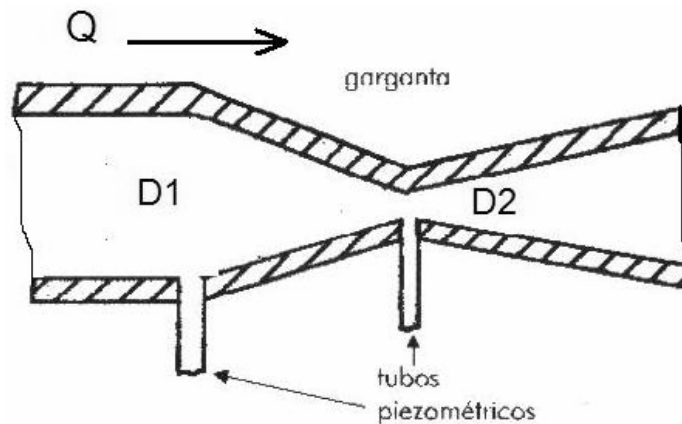
El diámetro de la garganta generalmente está comprendido entre $\frac{1}{4}$ " y $\frac{3}{4}$ " del diámetro de la tubería. Los aparatos Venturi son fabricados en dos tipos:

- a) Venturi largos (Herschel)
- b) Venturi cortos (Orivent)

Las extensiones de los tubos Venturi largos generalmente están comprendidas entre 5 y 12 veces el diámetro de la tubería. Los Venturi cortos se presentan con extensiones entre 3.5 y 7 veces el diámetro nominal de la tubería. El medidor Venturi debe ser precedido de un tramo rectilíneo de por lo menos 6 veces el diámetro de la tubería.

Aguas abajo del aparato se puede instalar cualquier pieza especial, porque la extensión de la sección divergente (difusor) es suficientemente grande para asegurar las condiciones de medida. En la toma de presión, existen cámaras anulares (coronas), conectadas al tubo por una serie de orificios convenientemente dispuestos en su periferia.

Figura 11. **Venturímetro.**



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de Fluidos Aplicada, pág. 379.

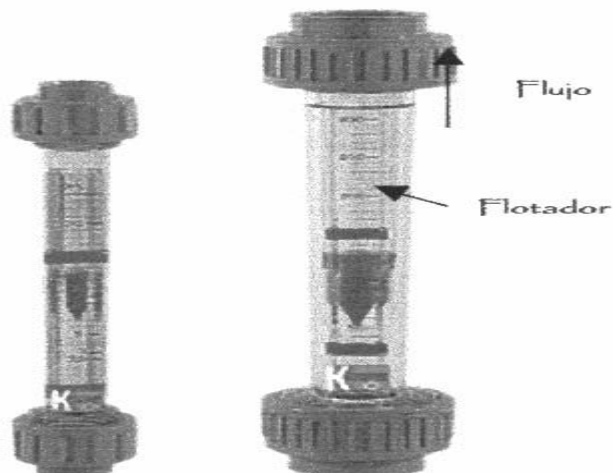
3.2 Rotámetro.

El rotámetro es un tipo común de medidor de área variable. El fluido corre hacia arriba a través de un tubo libre que tiene una ramificación en el interior. Un flotador está suspendido en el fluido que corre en una posición proporcional a la velocidad de flujo.

Las fuerzas hacia arriba debido al arrastre dinámico del fluido sobre el flotador y la boya solamente equilibran el peso del flotador.

Una velocidad de flujo diferente provoca que el flotador se mueva hacia una nueva posición, cambiando el área libre entre el flotador y el tubo hasta que se recupera el equilibrio otra vez. La posición del flotador se mide con una escala calibrada la cual está graduada en las unidades adecuadas de velocidad de flujo de volumen o velocidad de flujo de peso.

Figura. 12. **Rotámetro.**



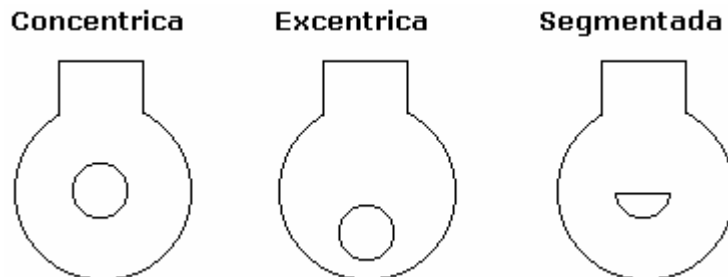
Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de Fluidos Aplicada, pág. 387.

3.3 Orificio.

A modo general, este medidor es una placa que se puede sujetar con bridas a la tubería. Al ser de geometría simple, es de fácil instalación y bajo costo, además que no retiene muchas partículas suspendidas en el fluido dentro del orificio. Sin embargo, estas partículas se pueden acumular en la entrada de la placa y se puede entonces poner un orificio excéntrico en el nivel del fondo de la tubería para disminuir las pérdidas de carga por el roce que ocasionan. Así, las mayores desventajas de este medidor son su capacidad limitada y la pérdida de carga ocasionada tanto por los residuos del fluido como por las pérdidas de energía que se producen cuando se forman vórtices a la salida del orificio.

Algunos tipos de placas orificios son los siguientes:

Figura 13. **Tipos de orificios.**



Fuente: Robert L. Mott. Mecánica de Fluidos Aplicada, pág. 382.

La concéntrica sirve para líquidos, la excéntrica para los gases donde los cambios de presión implican condensación, cuando los fluidos contienen un alto porcentaje de gases disueltos.

Ahora se ve cómo es que se puede medir caudal usando estos medidores: para medir las presiones, se deben situar dos puntos en lugares distintos (antes y después del orificio) y dependiendo de donde están puestos estos puntos para medir, seleccionar los valores adecuados de C y K.

Como este medidor es de bajo costo e instalación y, a menos que el fluido tenga características especiales que indiquen que es mejor no utilizarlo, se prefiere en la industria que se usen este tipo de medidores.

La gran ventaja de la placa de orificio en comparación con los otros elementos primarios de medición, es que debido a la pequeña cantidad de material y al tiempo relativamente corto de maquinado que se requiere en su manufactura, su costo llega a ser comparativamente bajo, aparte de que es fácilmente reproducible, fácil de instalar y desmontar y de que se consigue con ella un alto grado de exactitud.

Entre las desventajas para el uso de este tipo de medidor están las siguientes:

- 1.- Es inadecuada en la medición de fluidos con sólidos en suspensión.
- 2.- No conviene su uso en la medición de vapores (se necesita perforar la parte inferior).
- 3.- El comportamiento en su uso con fluidos viscosos es errático pues la placa se calcula para una temperatura y una viscosidad dada.
- 4.- Produce las mayores pérdidas de presión en comparación con los otros elementos primarios.

3.4 Especificaciones de tuberías.

3.4.1 Materiales empleados en las tuberías.

Los materiales empleados usualmente son los siguientes: acero, acero inoxidable, aluminio, goma, plomo, asbesto cemento, cobre, concreto, hierro forjado, hierro fundido, hierro negro, hierro rojo, latón, barro vitrificado, plásticos, etc.

Las aplicaciones más comunes se representan en el siguiente cuadro:

Tabla I. **Materiales empleados en tuberías.**

MATERIAL	DIÁMETRO	USOS PREPONDERANTES
Acero Galvanizado	12.5 mm. a 200 mm. 0.5 pl. a 8 pl.	Instalaciones en edificios, de agua fría. Instalaciones industriales.
Acero Mannesmann	12.5 mm. a 200 mm. 0.5 pl. a 8 pl.	Líneas de conducción, líneas de descarga. Instalaciones industriales.
Acero Soldado	350 mm. a 1830 mm. 14 pl. a 72 pl.	Líneas de conducción, líneas de descarga, tuberías forzadas de las centrales. Instalaciones industriales, oleoductos.
Placa Ondulada	300 mm. a 1500 mm. 12 pl. a 60 pl.	Alcantarillas.
Plomo	12.5 mm. a 100 mm. 0.5 pl. a 4 pl.	Instalaciones de agua y desagüe en edificios. Instalaciones industriales y estaciones de tratamiento de Agua
Asbesto Cemento	50 mm. a 500 mm. 2 pl. a 20 pl.	Líneas de conducciones, redes de distribución colectores Tubos ventiladores.
Cobre Latón	12.5 mm. a 50 mm. 0.5 pl. a 2 pl.	Instalaciones en edificios. Tuberías de agua caliente.
Concreto Armado	100 mm. a 3000 mm. 4 pl. a 120 pl..	Líneas de conducción, alcantarillas sanitarias, tubos de desagüe pluvial.
Concreto Simple	100 mm. a 600 mm. 4 pl. a 24 pl.	Alcantarillas, cloacas y drenajes.
Hierro Fundido	50 mm. a 600 mm. 2 pl. a 24 pl.	Líneas de conducción, líneas de descarga de redes de distribución. Conductos forzados de las centrales, tubos de caída y otras tuberías en grandes edificios.
Tubos de barro vitrificado	100 mm. a 400 mm. 4 pl. a 16 pl.	Alcantarillas sanitarias, desagüe pluvial.
Tubos Plásticos	12 mm. a 150 mm. 0.5 pl. a 6 pl.	Instalaciones en edificios e industrias.

Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.166

3.4.2 Conductos y tuberías comercialmente disponibles.

Dentro de las tuberías comercialmente disponibles y de mayor uso está la tubería PVC. La longitud es de 20 pies que es igual a 6.09 metros, las presiones con que se pueden trabajar son las siguientes: 315 PSI, 250 PSI, 160 PSI, 125 PSI, 100 PSI, 80 PSI. Estos tipos de tuberías se utilizan en conducción para agua potable. En la tabla del apéndice se muestra los diámetros nominales de las tuberías de PVC.

3.4.3 Diámetros comerciales de los tubos.

Los tubos empleados en la práctica deben satisfacer los patrones establecidos en las especificaciones de la AWWA (American Water Works Associations), las cuales son las siguientes:

- Tubos de hierro fundido de fabricación brasileña (diámetros normales internos expresados en milímetros). Estos tubos son fabricados en tres clases conforme a las especificaciones de la ABNT (Asociación Brasileira de Normas Técnicas):

Tabla II. Pruebas en tuberías.

DIAMETROS INTERNOS (mm)	CLASE IA (metros H ₂ O)	CLASE A (metros H ₂ O)	CLASE B (metros H ₂ O)
50	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
60	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
75	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
100	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
125	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
150	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
175	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
200	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
225	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
250	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
275	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
300	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
350	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
375	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
400	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
450	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
500	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
550	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.
600	Probados a 200m.	Probados a 250m.	Probados a 300m.

Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.167.

- Otros tubos de hierro fundido (diámetros superiores a 600 mm).

Tabla III. Tubos de hierro fundido.

FABRICACIÓN FRANCESA diámetros en milímetros	FABRICACIÓN NORTEAMERICANA diámetros en pulgadas
700	30
800	36
900	42
1000	48
1250	54
1500	60

Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.168.

- Tubos de acero Armco y Trivelato de fabricación brasileña. Diámetros de 14 hasta 72 pulgadas, con variaciones de dos en dos pulgadas. Las tuberías de acero pueden ser construidas con diferentes tipos de revestidos los cuales deben ser especificados de acuerdo con la calidad de agua y naturaleza del terreno.

Tabla IV. Tubos con diámetros en milímetros y en pulgadas.

DIÁMETRO en mm.	DIÁMETRO en pl.	TUBO DE ACERO GALVANIZADO	TUBOS DE LATÓN	TUBOS DE PLOMO	MANGUERAS DE GOMA	TUBOS PLÁSTICOS
12.5	½	X	X	X	X	X
19	¾	X	X	X	X	X
25	1	X	X	X	X	X
32	1 ¼	X	X			X
38	1 ½	X	X	X	X	X
50	2	X		X	X	X
60	2 ½	X		X	X	X
75	3	X		X	X	X
100	4	X		X	X	X
125	5	X				
150	6	X				X
200	8	X				

Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.169.

Tabla V. Tubos con diámetros en milímetros.

DIÁMETRO en mm.	TUBOS DE CONCRETO	TUBOS DE ASBESTO- CEMENTO	TUBOS DE BARRO VITRIFICADO	CALDERAS DE PLACAS ONDULADAS GALVANIZADAS	TUBOS DE FIBRA DE VIDRIO
50		X			
60		X			
75		X			
100	X	X	X		
120	X				
125		X			
150	X	X	X		
170	X				
175		X			
200	X	X	X		X
220	X				
225	X		X		
250	X	X	X		X
300	X	X	X	X	X
350		X			X
375	X				
380	X				
400	X	X	X		X
450	X	X		X	X
500	X	X			X
600	X			X	X
700	X				X
800	X				X
900	X				X
1000	X				X
1200	X				X
1500	X				X

Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.170.

3.4.4 Velocidad de flujo recomendada en tubería.

Para evitar deposiciones en las tuberías, la velocidad mínima generalmente es fijada entre 0.25 y 0.40 m/s, dependiendo de la calidad del agua. Para las aguas que contienen ciertos materiales en suspensión, la velocidad no debe ser inferior a 0.60 m/s (en el caso de cloacas).

La velocidad mínima establecida no es válida para sistemas de distribución de agua potable. La velocidad máxima del agua en las tuberías, generalmente depende de los siguientes factores:

1. condiciones económicas
2. condiciones relacionadas al buen funcionamiento de los sistemas
3. posibilidad de aparición de efectos dinámicos nocivos (sobre presiones perjudiciales)
4. limitación de la pérdida de carga
5. desgaste de las tuberías y piezas accesorias (erosión)
6. control de la corrosión
7. ruidos desagradables.

El límite máximo es por lo tanto, recomendado para los siguientes casos:

- a) Sistemas de abastecimientos de agua: para la determinación de la velocidad máxima en las redes de distribución es usual la siguiente expresión:

$$V_{\max} = 0.6 + 1.5D . \text{ donde } D = \text{diámetro en metros.}$$

- b) Líneas de descarga: la velocidad se establece teniendo en cuenta condiciones económicas. Generalmente, es superior a 0.60 m/s y rara vez sobre pasa 2.4 m/s.
- c) Conductos forzados de las centrales hidroeléctricas: en este caso, también la velocidad se fija por consideraciones económicas. Generalmente, su valor es establecido entre 1.50 y 4.50 m/s, dependiendo de las condiciones económicas y de los dispositivos reguladores de las turbinas.
- d) Instalaciones industriales: la velocidad del agua, normalmente, está comprendido entre 1 y 2 m/s.

3.4.5 Predimensionamiento de tuberías.

Los valores que se obtienen indican que la velocidad del agua en las tuberías, generalmente está comprendida entre límites no muy alejados. En consecuencia, la velocidad puede constituir un criterio conveniente para el cálculo rápido y previo de las tuberías

Tabla VI. Predimensionamiento de tuberías.

CAUDAL (l/s)	DIÀMETRO (mm)	DIÀMETRO (pl.)	DIÀMETRO (mm)	DIÀMETRO (pl.)
1	60-75	2 1/2 - 3	25-45	1-1 3/4
2	60-100	2 1/2 - 4	38-75	1 1/2-3
3	75-125	3-5	46-100	
5	100-150	4-6	60-100	
10	150-250	6-10	75-150	
20	200-350	8-14	125-200	
30	250-400	10-16	150-250	
50	300-450	12-18	200-300	
75	300-600	12-24	250-350	
100	350-700	14-28	250-400	
150	400-900	16-36	300-500	
200	450-1000	18-40	350-600	
300	550-1100	22-44	400-700	
400	600-1250	24-50	500-900	
500	700-1500	28-60	550-1000	
750	800-1750	32-70	700-1250	
1000	900-2000	36-80	750-1500	

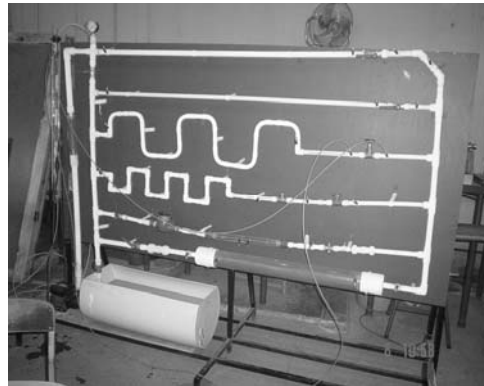
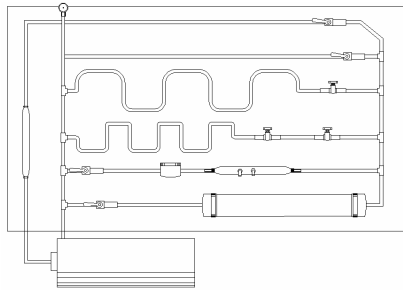
Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. Manual de hidráulica, pág.180.

4. PRÁCTICAS DE LABORATORIO

4.1.- Descripción del equipo de pruebas.

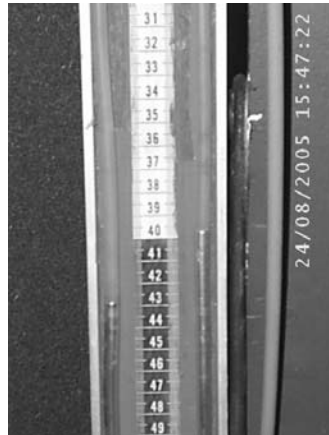
El equipo consta de un circuito de tuberías de P.V.C. de 5 ramales, los dos externos de $\frac{3}{4}$ de pulgada de diámetro, y los intermedios de $\frac{1}{2}$ pulgada de diámetro en los cuales se encuentran ubicados accesorios como válvulas de paso, compuerta, globo, retención, seguridad (macho) y codos de 45° y 90° unidos para formar vueltas de 180° .

Figura 14. **Tablero de ensayo.**



Cada accesorio mencionado se encuentra ubicado entre dos tomas de presión (racores), a los cuales se conecta un manómetro diferencial de agua y mercurio.

Figura 15. **Manómetro de agua y mercurio.**



El flujo que circula por el circuito es suministrado por una bomba centrífuga de $\frac{1}{2}$ HP de potencia y es regulado por las válvulas que conforman el mismo, a manera de hacer circular en el ramal que se esté ensayando. A la vez el flujo se mide con un rotámetro cuya escala está en galones por minuto (gpm) y en litros por minuto (lpm).

Figura 16. **Rotámetro de tablero de ensayo.**



4.2.- Ensayo 1. Pérdidas de energía por fricción en tuberías.

4.2.1.- Objetivos.

Entre los objetivos de este ensayo están:

- Determinar la pérdida de energía por fricción en dos tuberías de PVC de diámetros $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{2}$ pulgada, utilizando un manómetro diferencial de agua y mercurio.
- Comprobar la fórmula de Darcy-Weisbach para el cálculo de pérdidas por fricción.
- Plotear un diagrama de Moody con los datos experimentales obtenidos y comparar la curva de las dos tuberías.

4.2.2.- Descripción del ensayo.

1. Encender la bomba y enviar directamente el flujo al ramal de la tubería.
2. Conectar el manómetro a los racores y purgar el aire dentro de las mangueras.

Figura 17. **Conexión de mangueras con racores.**



3. Abrir completamente la válvula reguladora a manera de obtener el máximo caudal.
4. Tomar la diferencia de alturas en los meniscos del manómetro en centímetros, si el manómetro se encuentra inclinado, anotar el ángulo de inclinación.
5. Tomar la lectura del flujo en el rotámetro en litros por minuto (l/min.).
6. Estrangular la válvula para disminuir el flujo y repetir los pasos 4 y 5, hasta obtener una cantidad de 7 tomas por lo menos.

4.2.3.- Cálculo de resultados.

1. Determinar la pérdida de energía en la tubería, la cual está en función de:
 $hf = 12.6 * \Delta L(\text{sen}\theta)$, donde θ es el ángulo de inclinación del manómetro, si está vertical, el ángulo será 90° ($\text{sen } 90^\circ = 1$).
2. Determinar la velocidad de flujo $V = Q/A$, donde Q es el caudal en centímetros cúbicos sobre segundos, y A el área de la tubería que es: 1.267 cm² para la tubería de ½ pulgada y 2.85 cm² para la tubería de ¾.
3. Determinar el número de Reynolds con la fórmula $Re = \frac{V * \phi}{\nu}$ donde ν es la viscosidad cinemática del agua en cm²/s.
4. Clasificar el régimen de flujo de acuerdo al valor anterior.
5. Determinar la energía cinética para cada toma ($V^2/2g$).
6. Determinar el coeficiente de fricción f despejándolo de la fórmula de Darcy-Weisbach así: $f = \frac{hf * \phi / L}{V^2 / 2g}$ la cual es adimensional. L es la longitud de la tubería, las cuales son 1.4 m para la tubería de ¾ de pulgada y 1.52 m para la tubería de ½.
7. Plotear en papel semilogarítmico los valores de número de Reynolds y factor de fricción f .

Los resultados se muestran en la tabla.

Tabla VII. **Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para la tubería de ¾" de diámetro.**

No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	hl (cm)	V (cm/s)	$V^2/2g$ (cm)	Re	factor "f"
1	36	2	600.0	12.2	210.5	22.6	39826	0.0219
2	34	1.8	566.7	11.0	198.8	20.1	37614	0.0222
3	30	1.4	500.0	8.6	175.4	15.7	33189	0.0228
4	28	1.3	466.7	7.9	163.7	13.7	30976	0.0232
5	26	1.2	433.3	7.3	152.0	11.8	28764	0.0236
6	24	1.07	400.0	6.5	140.4	10.0	26551	0.0241
7	22	1	366.7	6.1	128.7	8.4	24338	0.0246
8	20	0.85	333.3	5.2	117.0	7.0	22126	0.0252

El ángulo de inclinación del manómetro es 29°.

Figura 18. **Determinación de la variación de f vrs. número de Reynolds para tubería de ¾" de diámetro utilizando regresión lineal.**

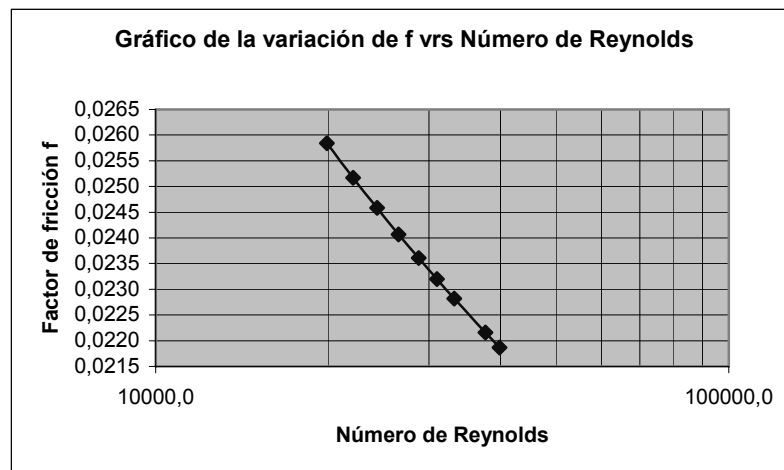


Tabla VIII. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía por fricción para la tubería de 1/2" de diámetro.

No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	h _l (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	factor f experimental
1	30	6.30	500.00	38.5	393.7	79.0	49652.4	0.021	0.004
2	28	5.50	466.67	33.6	367.5	68.8	46342.3	0.021	0.004
3	26	4.85	433.33	29.6	341.2	59.3	43032.1	0.021	0.004
4	24	4.15	400.00	25.4	315.0	50.6	39721.9	0.022	0.004
5	22	3.60	366.67	22.0	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.004
6	20	2.90	333.33	17.7	262.5	35.1	33101.6	0.023	0.004
7	18	2.80	300.00	17.1	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.005

El ángulo de inclinación del manómetro es 29°.

Figura 19. Determinación de la variación de f vrs. número de Reynolds para tubería de 1/2" de diámetro utilizando regresión lineal.

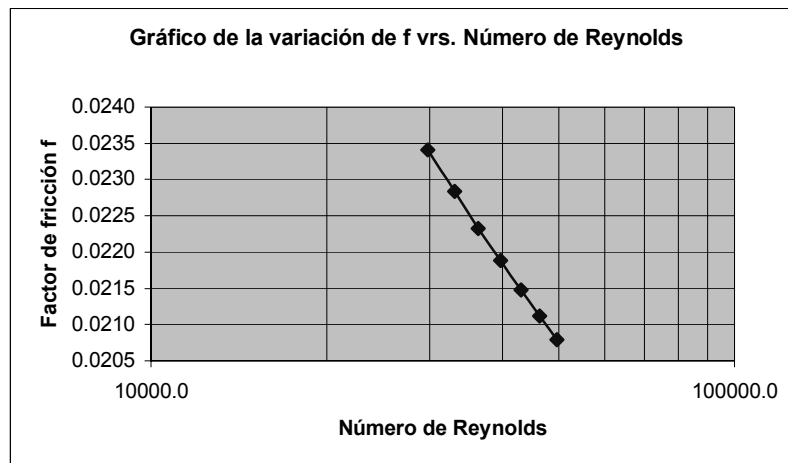
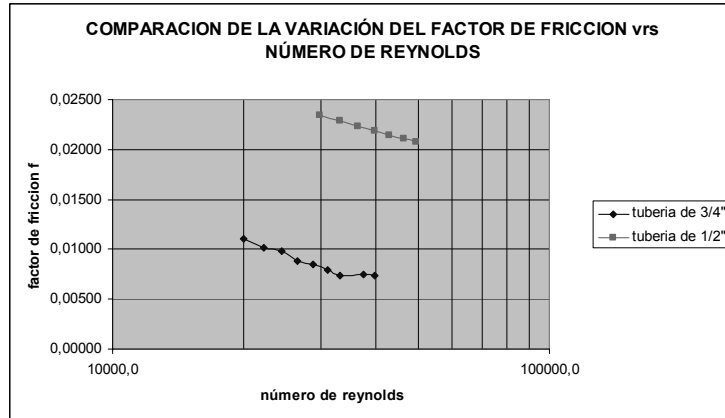


Figura 20. **Comparación de la determinación de la variación de f vrs. número de Reynolds para tubería de 1/2" y 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.**



4.2.4.- Análisis de resultados.

Se observa que la curva planteada en el diagrama de Moody para las 2 tuberías ensayadas, tienen la misma tendencia, lo cual concuerda con el diagrama de Moody mostrado en los libros de texto. Esto es porque el valor del factor de fricción f y el número de Reynolds son adimensionales.

Teóricamente era de esperarse que las dos curvas de rugosidad relativa estuvieran juntas debido a que ambas son de P.V.C., el cual es un material catalogado como liso pero experimentalmente se observa que no lo es.

4.3.- Ensayo 2. Pérdidas de energía en accesorios.

4.3.1.- Objetivos.

Entre los objetivos de este ensayo están:

- Observar las pérdidas de energía o caída de presión que sufre el flujo al pasar por un accesorio como válvulas y codos.
- Determinar los factores de los cuales dependen las pérdidas de energía en accesorios como válvulas y codos de diámetros $\frac{3}{4}$ y $\frac{1}{2}$ pulgada.
- Determinar experimentalmente los factores de pérdida "k" así como los coeficientes de resistencia o longitud equivalente Le/D para distintos tipos de válvulas y codos.

4.3.2.- Descripción del ensayo.

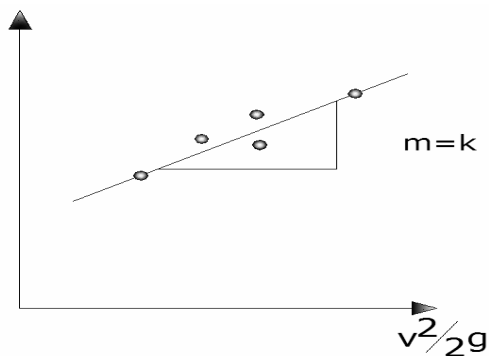
1. Encender la bomba y enviar directamente el flujo al ramal donde está ubicado el accesorio.
2. Conectar el manómetro a los racores ubicados antes y después del accesorio, y purgar el aire dentro de las mangueras.
3. Abrir completamente la válvula reguladora a manera de obtener el máximo caudal.
4. Tomar la diferencia de alturas en los meniscos del manómetro en centímetros, si el manómetro se encuentra inclinado, anotar el ángulo de inclinación.
5. Tomar la lectura del flujo en el rotámetro en litros por minuto (l/min.).
6. Estrangular la válvula para disminuir el flujo y repetir los pasos 4 y 5, hasta obtener una cantidad mínima de 5 tomas por lo menos según el accesorio.

4.3.3.- Cálculo de resultados.

1. Determinar la pérdida de energía en la tubería, la cual está en función de:
 $hl = 12.6 * \Delta L(\text{sen}\theta)$, donde θ es el ángulo de inclinación del manómetro, si está vertical, el ángulo será 90° ($\text{sen } 90^\circ = 1$).
2. Determinar la velocidad de flujo $V = Q/A$, donde Q es el caudal en centímetros cúbicos sobre segundos, y A el área de la tubería que es: 1.267 cm^2 para la tubería de $\frac{1}{2}$ pulgada y 2.85 cm^2 para la tubería de $\frac{3}{4}$.
3. Determinar el valor de la energía cinética en centímetros $\frac{V^2}{2g}$.
4. Para el cálculo del factor k se plotean en papel milimetrado los valores de hl vs. los valores de $\frac{V^2}{2g}$ y ajustar la dispersión por el método de mínimos cuadrados, donde la variable independiente es la energía cinética y la variable dependiente es hl . La pendiente de dicha recta será el factor de pérdidas.

Figura 21. Obtención del factor de pérdidas de fricción utilizando el método de mínimos cuadrados.

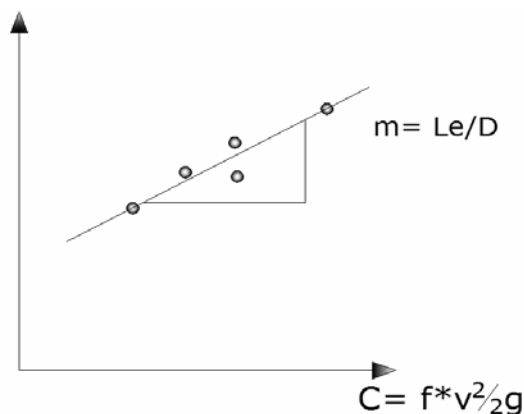
I



5. Para la determinación de la longitud equivalente Le/D se debe usar la fórmula de Darcy – Weisbach $hl = f\left(\frac{Le}{D}\right)\frac{V^2}{2g}$, donde el valor de f varia según el régimen de flujo.
6. Determinar el número de Reynolds con la fórmula $Re = \frac{V * \phi}{\nu}$ donde ν es la viscosidad cinemática del agua en cm^2/s .
7. Encontrar el valor de f en el diagrama de Moody con el valor de Reynolds anterior, y sobre la curva de rugosidad relativa correspondiente a tubería lisa pues la tubería del circuito es de PVC.
8. Para cada toma obtener el valor del producto $f * \left(\frac{V^2}{2g}\right)$ que se identifica como C , a manera de dejar a la longitud equivalente como constante:

$$hl = \left(\frac{Le}{D}\right) * C .$$
9. Para el cálculo de la longitud equivalente se plotean en papel milimetrado los valores de hl vrs. los valores de C y ajustar la dispersión por el método de mínimos cuadrados donde la variable independiente es C y la variable dependiente es hl . La pendiente de dicha recta será el valor de la longitud equivalente.

Figura 22. **Obtención de la longitud equivalente utilizando el método de mínimos cuadrados.**



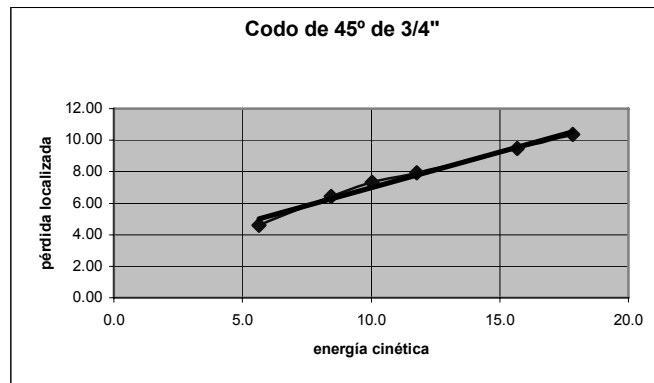
10. Construir las graficas de la variación de pérdidas en función del caudal.

Los resultados se muestran en las siguientes tablas.

Tabla IX. **Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para el codo de 45° de 3/4" de diámetro.**

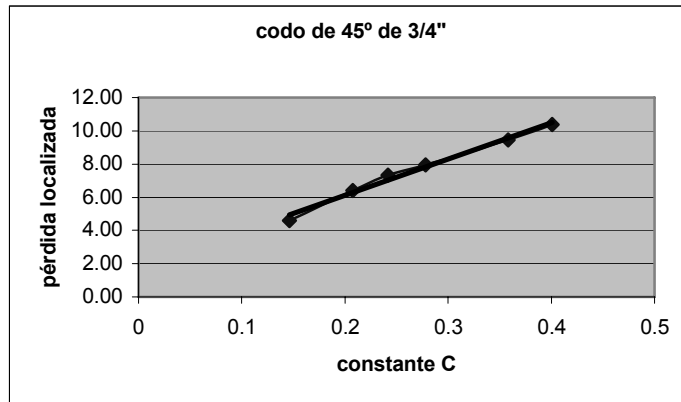
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	h _l (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v ² /2g)
1	32	1.70	533.33	10.4	187.1	17.8	35401.3	0.022	0.401
2	30	1.55	500.00	9.5	175.4	15.7	33188.7	0.023	0.358
3	26	1.30	433.33	7.9	152.0	11.8	28763.6	0.024	0.278
4	24	1.20	400.00	7.3	140.4	10.0	26551.0	0.024	0.242
5	22	1.05	366.67	6.4	128.7	8.4	24338.4	0.025	0.207
6	18	0.75	300.00	4.6	105.3	5.6	19913.2	0.026	0.146

Figura 23. **Determinación del coeficiente de pérdidas "k" para codo de 45° de 3/4" de diámetro utilizando regresión lineal.**



El factor K de pérdidas es 0.456

Figura 24. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para codo de 45° de 3/4” de diámetro utilizando regresión lineal.

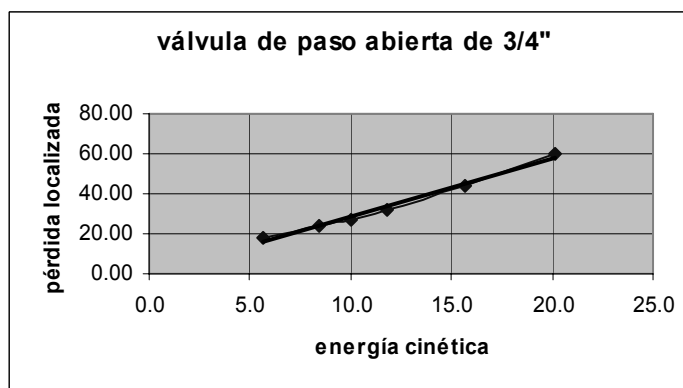


El valor de la longitud equivalente es 21.9

Tabla X. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para válvula de paso abierta de 3/4” de diámetro.

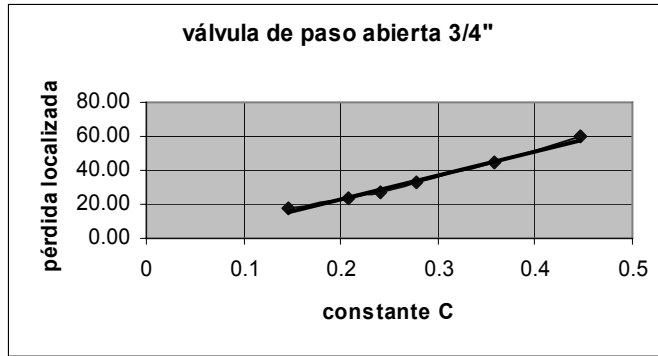
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	hl (cm)	V (cm/s)	$V^2/2g$ (cm)	Re	factor "f"	C = $f^*(v^2/2g)$
1	34	9.80	566.67	59.9	198.8	20.1	37613.9	0.022	0.446
2	30	7.25	500.00	44.3	175.4	15.7	33188.7	0.023	0.358
3	26	5.30	433.33	32.4	152.0	11.8	28763.6	0.024	0.278
4	24	4.50	400.00	27.5	140.4	10.0	26551.0	0.024	0.242
5	22	3.85	366.67	23.5	128.7	8.4	24338.4	0.025	0.207
6	18	2.90	300.00	17.7	105.3	5.6	19913.2	0.026	0.146

Figura 25. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de paso abierta de 3/4” de diámetro utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.294

Figura 26. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para válvula de paso abierta de $3/4$ ” de diámetro utilizando regresión lineal.

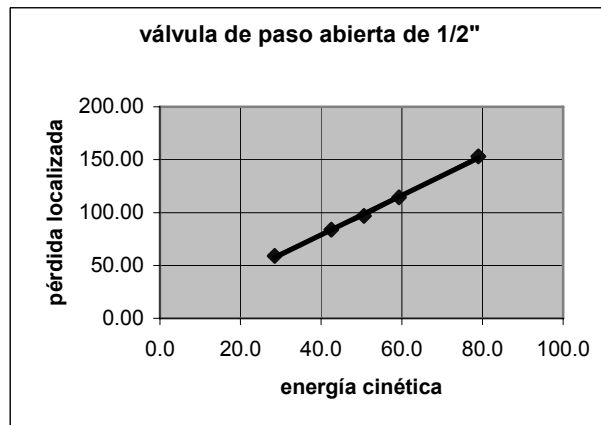


El valor de la longitud equivalente es 141.95

Tabla XI. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para válvula de paso abierta de $1/2$ ” de diámetro.

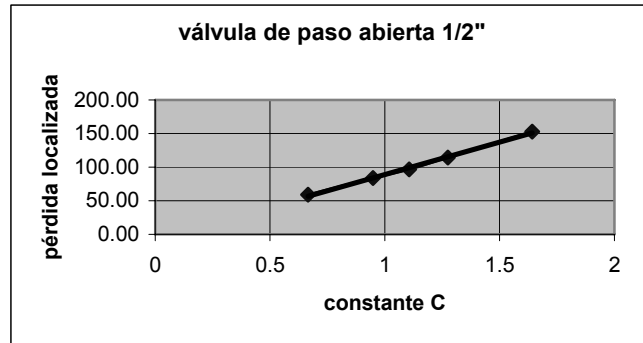
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	hl (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v ² /2g)
1	30	25.05	500.00	153.0	393.7	79.0	49652.4	0.021	1.643
2	26	18.7	433.33	114.2	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
3	24	15.85	400.00	96.8	315.0	50.6	39721.9	0.022	1.106
4	22	13.7	366.67	83.7	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
5	18	9.65	300.00	58.9	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 27. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de paso abierta de $1/2$ ” de diámetro utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 1.8617

Figura 28. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para válvula de paso abierta de 1/2” de diámetro utilizando regresión lineal.

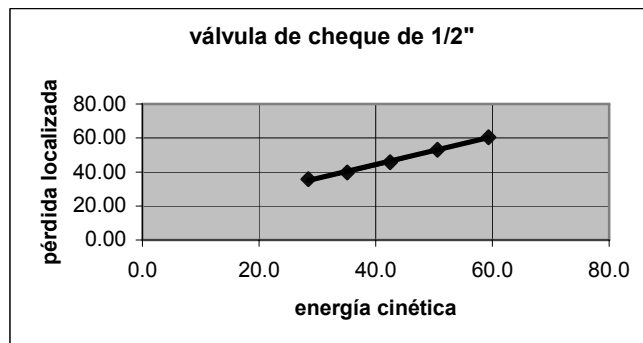


El valor de la longitud equivalente es 96.397

Tabla XII. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para válvula de retención (cheque) de 1/2” de diámetro.

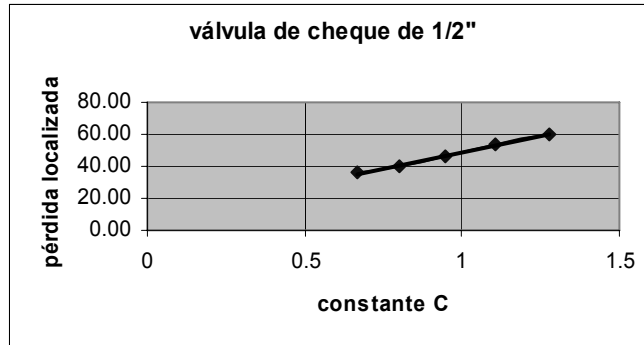
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	h _l (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v ² /2g)
1	26	9.90	433.33	60.5	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
2	24	8.70	400.00	53.1	315.0	50.6	39721.9	0.022	1.106
3	22	7.50	366.67	45.8	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
4	20	6.50	333.33	39.7	262.5	35.1	33101.6	0.023	0.802
5	18	5.85	300.00	35.7	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 29. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de retención (cheque) de 1/2” de diámetro utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.8168

Figura 30. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para válvula de retención (cheque) de 1/2” de diámetro utilizando regresión lineal.

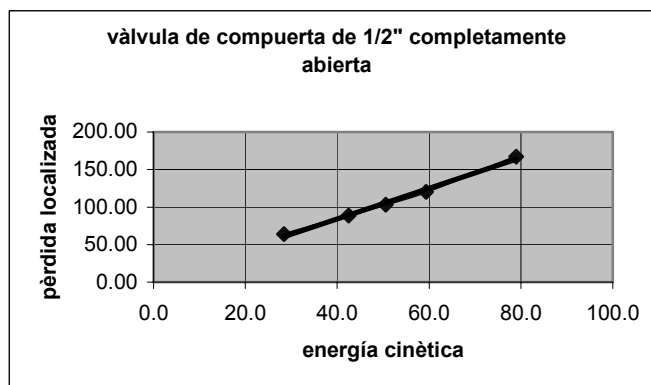


El valor de la longitud equivalente es 41.447

Tabla XIII. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para válvula de compuerta de 1/2” de diámetro completamente abierta.

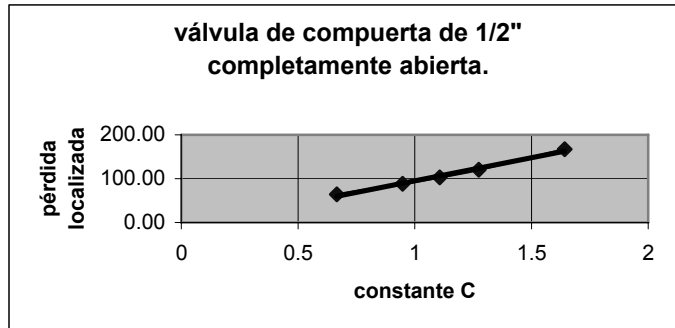
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	h _l (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	C = $f^*(v^2/2g)$
1	30	27.40	500.00	167.4	393.7	79.0	49652.4	0.021	1.643
2	26	19.70	433.33	167.4	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
3	24	16.90	400.00	167.4	315.0	50.6	39721.9	0.022	1.106
4	22	14.50	366.67	167.4	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
5	18	10.50	300.00	167.4	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 31. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de compuerta de 1/2” de diámetro completamente abierta utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 2.0404

Figura 32. Determinación de la longitud equivalente “Leq/Ø” para válvula de compuerta de 1/2” de diámetro completamente abierta utilizando regresión lineal.

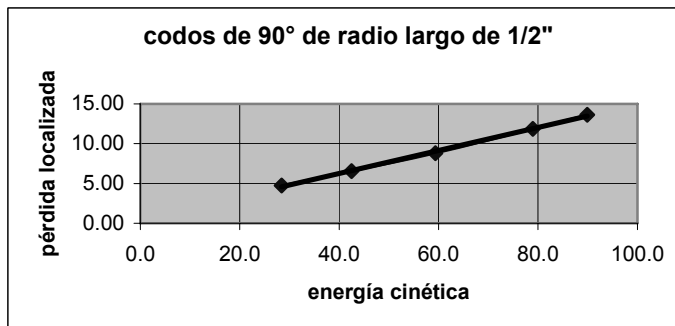


El valor de la longitud equivalente es 105.56

Tabla XIV. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para codos de 90° de 1/2" de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.

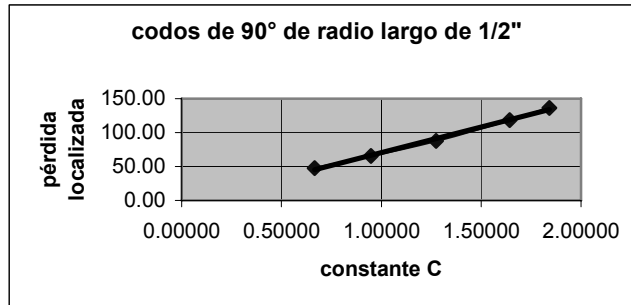
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm³/s)	hl (cm) en los 10 codos	hl (cm) cada codo	V (cm/s)	V²/2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v²/2g)
1	32	22.30	533.33	136.2	13.6	419.9	89.9	52962.6	0.020	1.842
2	30	19.40	500.00	118.5	11.9	393.7	79.0	49652.4	0.021	1.643
3	26	14.40	433.33	88.0	8.8	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
4	22	10.70	366.67	65.4	6.5	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
5	18	7.80	300.00	47.6	4.8	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 33. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para codos de 90° de 1/2" de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.1444

Figura 34. Determinación de la longitud equivalente “Leq/Ø” para codos de 90° de 1/2” de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.

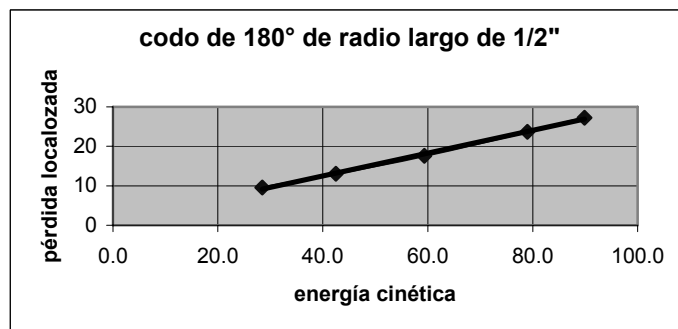


El valor de la longitud equivalente es 75.488

Tabla XV. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para codos de 180° de 1/2” de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.

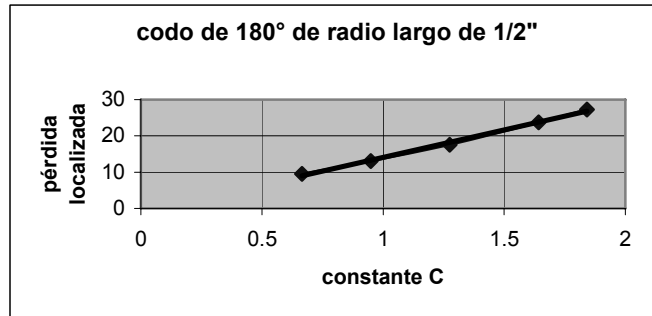
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm³/s)	hl (cm) en los 5 codos	hl (cm) cada codo	V (cm/s)	V²/2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v²/2g)
1	32	22.30	533.33	136.2	27.2	419.9	89.9	52962.6	0.020	1.842
2	30	19.40	500.00	118.5	23.7	393.7	79.0	49652.4	0.021	1.643
3	26	14.40	433.33	88.0	17.6	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
4	22	10.70	366.67	65.4	13.1	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
5	18	7.80	300.00	47.6	9.5	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 35. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para codos de 180° de 1/2” de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.2889

Figura 36. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para codos de 180° de $1/2''$ de diámetro de radio largo utilizando regresión lineal.

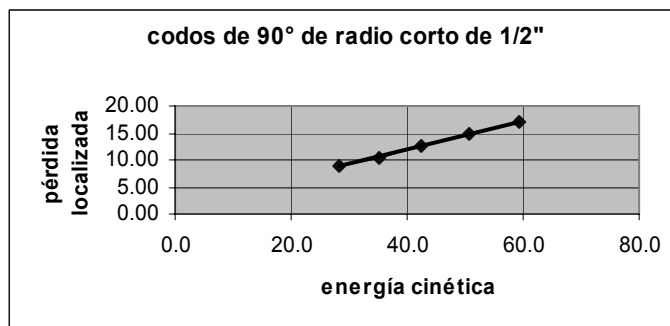


El valor de la longitud equivalente es 15.098

Tabla XVI. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para codos de 90° de $1/2''$ de diámetro de radio corto.

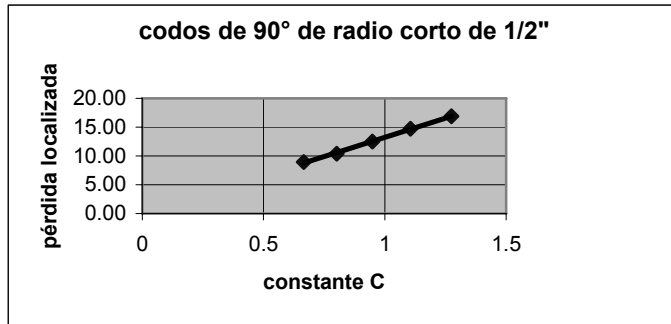
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	hl (cm) en los 14 codos	hl (cm) cada codo	V (cm/s)	$V^2/2g$ (cm)	Re	factor "f"	C = $f \cdot (v^2/2g)$
1	26	38.70	433.33	236.4	16.9	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
2	24	33.70	400.00	205.9	14.7	315.0	50.6	39721.9	0.022	1.106
3	22	28.70	366.67	175.3	12.5	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
4	20	23.80	333.33	145.4	10.4	262.5	35.1	33101.6	0.023	0.802
5	18	20.55	300.00	125.5	9.0	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 37. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para codos de 90° de $1/2''$ de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.2611

Figura 38. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para codos de 90° de 1/2” de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.

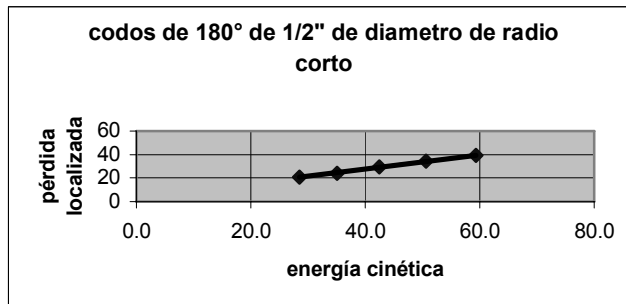


El valor de la longitud equivalente es 13.257

Tabla XVII. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para codos de 180° de 1/2” de diámetro de radio corto.

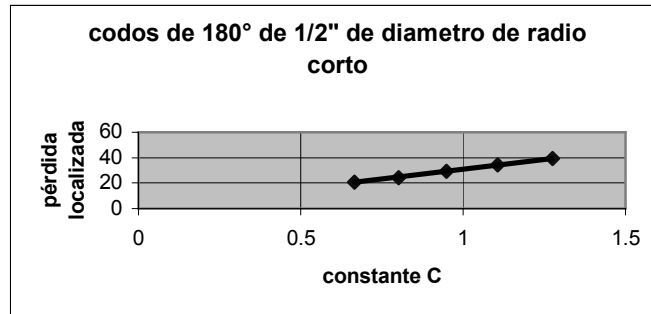
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	hl (cm) en los 6 codos	hl (cm) cada codo	V (cm/s)	$V^2/2g$ (cm)	Re	factor "f"	C = $f^*(v^2/2g)$
1	26	38.70	433.33	236.4	39.4	341.2	59.3	43032.1	0.021	1.275
2	24	33.70	400.00	205.9	34.3	315.0	50.6	39721.9	0.022	1.106
3	22	28.70	366.67	175.3	29.2	288.7	42.5	36411.8	0.022	0.949
4	20	23.80	333.33	145.4	24.2	262.5	35.1	33101.6	0.023	0.802
5	18	20.55	300.00	125.5	20.9	236.2	28.4	29791.5	0.023	0.666

Figura 39. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para codos de 180° de 1/2” de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 0.6093

Figura 40. Determinación de la longitud equivalente “ Leq/\varnothing ” para Codos de 180° de 1/2” de diámetro de radio corto utilizando regresión lineal.

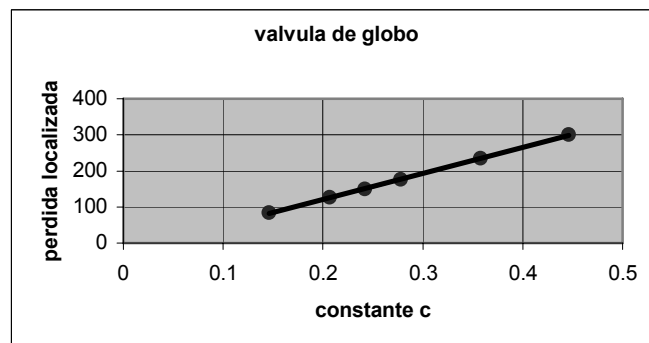


El valor de la longitud equivalente es 30.932

Tabla XVIII. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para Válvula de globo.

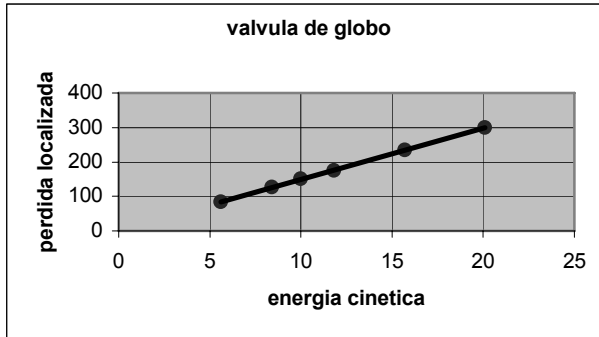
No.	CAUDAL (L/min)	ΔL (cm)	Q (cm ³ /s)	h _l (cm)	V (cm/s)	V ² /2g (cm)	Re	factor "f"	C = f*(v ² /2g)
1	34	23.8	566.67	299.88	198.8	20.1	37613.9	0.0222	0.446
2	30	18.6	500.00	234.36	175.4	15.7	33188.7	0.0228	0.358
3	26	13.9	433.33	175.14	152	11.8	28763.6	0.0236	0.278
4	24	11.9	400.00	149.94	140.4	10	26551	0.0241	0.242
5	22	10	366.67	126	128.7	8.4	24338.4	0.0246	0.207
6	18	6.7	300.00	84.42	105.3	5.6	19913.2	0.0258	0.146

Figura 41. Determinación del coeficiente de pérdidas “k” para válvula de globo utilizando regresión lineal.



El factor K de pérdidas es 14.85

Figura 42. **Determinación de la longitud equivalente “Leq/Ø” para Válvula de globo utilizando regresión lineal.**



El valor de la longitud equivalente es 390

Tabla XIX. **Resumen de los coeficientes de resistencia o factor de pérdidas y los valores de la Longitud Equivalente de los accesorios ensayados.**

ACCESORIO	COEFICIENTE "K"	LONGITUD EQUIVALENTE
Codo de 45° de 3/4" de diámetro	0.456	21.9
Válvula de paso completamente abierta de 3/4" de diámetro	2.94	142
Válvula de paso completamente abierta de 1/2" de diámetro	1.9	96.5
Válvula de cheque de 1/2" de diámetro	0.82	41.5
Válvula de compuerta de 1/2" de diámetro completamente abierta	2.04	105.6
Codo de 90° de radio largo de 1/2" de diámetro	0.15	75.5
Codo de 180° de radio largo de 1/2" de diámetro	0.3	15.1
Codo de 90° de radio corto de 1/2" de diámetro	0.26	13.26
Codo de 180° de radio largo de 1/2" de diámetro	0.61	31
Válvula de compuerta de 1/2" de diámetro completamente abierta		

4.3.4.- Análisis de Resultados.

En las gráficas de pérdida de energía vrs. energía cinética para todos los accesorios ensayados la dispersión tiende a ajustarse en una recta cuya pendiente es efectivamente el factor de pérdida o la longitud equivalente, lo cual concuerda con las fórmulas utilizadas en los libros de texto para el cálculo de pérdidas en accesorios.

En el caso de los codos de 180° se comprueba que hay más pérdida en el de radio corto, puesto que el cambio de dirección del flujo es brusco.

En el caso de las válvulas se observa que la que presenta mayor pérdida es la válvula de globo (Leq 390) seguida de la válvula de paso (Leq 142) y por último la válvula de compuerta (Leq 105), lo que concuerda con el criterio de clasificación que dan los libros de texto.

4.4.- Ensayo 3. Calibración de un Venturímetro.

4.4.1.- Objetivos.

Entre los objetivos de este ensayo están:

- Observar las condiciones de funcionamiento de un venturímetro.
- Obtener mediante calibración el coeficiente de descarga Cd.

4.4.2.- Descripción del ensayo.

1. Encender la bomba y enviar directamente el flujo al ramal donde está ubicado el venturímetro.
2. Conectar el manómetro a los racores (tomas de presión) del venturímetro, y purgar el aire dentro de las mangueras.
3. Abrir completamente la válvula reguladora a manera de obtener el máximo caudal.
4. Tomar la diferencia de alturas en los meniscos del manómetro en centímetros, si el manómetro se encuentra inclinado, anotar el ángulo de inclinación.
5. Tomar la lectura del flujo en el rotámetro en litros por minuto (l/min.).
6. Estrangular la válvula para disminuir el flujo y repetir los pasos 4 y 5, hasta obtener una cantidad mínima de 5 tomas.

4.4.3.- Deducción de la ecuación para el cálculo del caudal teórico.

Aplicando Bernoulli entre 1 y 2 en la figura 11.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{Q^2}{2gA_1^2} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{Q^2}{2gA_2^2} + hf$$

Por continuidad se tiene que:

$$V_1 = \frac{Q}{A_1}, \text{ y } V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

Sustituyendo lo anterior y despreciando la pérdida por fricción hf y simplificando, se tiene:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{Q^2}{2g} \left[\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right]$$

$$Q_{TEORICO} = \sqrt{\frac{2g \left(\frac{P_1 - P_2}{\gamma} \right)}{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}}}$$

Dando valores

$$\phi_1 = 2.6cm \quad A_1 = \frac{\pi}{4}(2.6)^2 = 5.31cm^2 \quad A_1^2 = 28.188cm^4$$

$$\phi_2 = 1.6cm \quad A_2 = \frac{\pi}{4}(1.6)^2 = 2.011cm^2 \quad A_2^2 = 4.0426cm^4$$

Con la lectura del manómetro se tiene que:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = 12.6\Delta h * \text{sen}\phi$$

$$Q_{TEORICO} = \sqrt{\frac{2 * 9.81 * \text{sen}\phi * \Delta h}{\frac{1}{4.0426} - \frac{1}{28.188}}} \left(\frac{cm^3}{s} \right)$$

Como el medidor de referencia es el rotámetro, la escala del mismo está en litros por minuto (lpm o l/min), se coloca las dimensionales del caudal de la fórmula anterior en l/min, con el factor de conversión:

$$1 \frac{cm^3}{s} = 1 \frac{cm^3}{s} * \frac{1l}{1000cm^3} * \frac{60s}{1min} = \frac{0.06lt}{min} \Rightarrow Q_{teorico} = 14.4916\Delta h^{1/2} (lt/min)$$

El ángulo de inclinación del manómetro para el ensayo fue de $\phi = 30^\circ$.

$$Q_{TEÓRICO} = 241.527\Delta h^{1/2}(0.06)$$

$$Q_{TEÓRICO} = 14.4916\Delta h^{1/2} \left(\frac{lt}{min} \right)$$

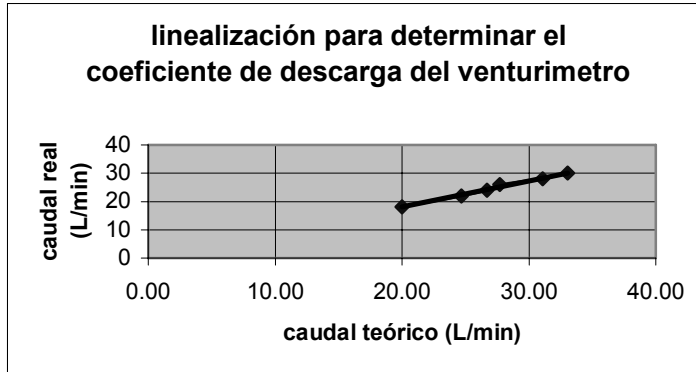
4.4.4.- Cálculo de resultados.

1. Obtener el caudal teórico para cada toma con la fórmula $14.4916\Delta h^{1/2}$ deducida en el paso anterior, en l/min.
2. Plotear en papel milimetrado las curvas correspondientes a caudal teórico y caudal real en función de la diferencia de alturas Δh .
3. Aparte, plotear las parejas de datos caudal teórico-caudal real, y obtener por regresión lineal, la recta que se ajuste a la dispersión.
4. El valor de la pendiente de la recta ajustada será igual al coeficiente de descarga Cd.
5. También se puede obtener el Cd mediante un promedio de pendientes de la forma $Cd_i = Q_{r_i} / Q_{t_i}$, aunque la determinación del Cd con este procedimiento no es muy precisa, de todas formas se indica este procedimiento en la tabla de datos, usando la fórmula $Cd = \frac{\sum Q_{REAL} / Q_{TEÓRICO}}{N}$, donde N es la cantidad de tomas realizadas.

Tabla XX. Resultados del ensayo de las pérdidas de energía para el venturímetro.

No.	CAUDAL REAL (L/min)	ΔL (cm)	CAUDAL teórico (l/min)
1	30	5.2	33.05
2	28	4.6	31.08
3	26	3.7	27.69
4	24	3.4	26.72
5	22	2.9	24.68
6	18	1.9	19.98

Figura 43. Coeficiente de descarga del Venturímetro.



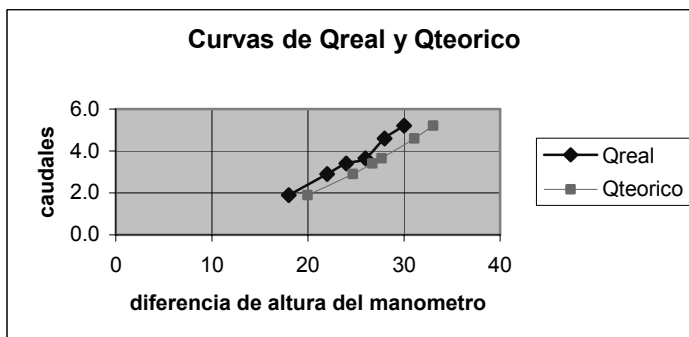
Por la regresión lineal el valor de C_d es 0.9235

Tabla XXI. Determinación del coeficiente de descarga utilizando promedio de pendientes.

RELACION $Q_{real}/Q_{teorico}$
0.91
0.90
0.94
0.90
0.89
0.90

Promedio 0.91

Figura 44. Curvas de caudal real y caudal teórico.



4.4.5.- Análisis de resultados.

En la determinación del coeficiente de descarga se observa que éste es menor que 1, y se justifica porque en la deducción de la fórmula del caudal (Ec. de Bernoulli) no se consideró la pérdida de energía por fricción, lo cual hace que el caudal obtenido en la fórmula (Q teórico) sea un poco mayor que el caudal real.

En la gráfica de la figura 41 se determinó el coeficiente de descarga por regresión lineal, dando un valor de .923 y en la tabla 21 se obtuvo de forma empírica mediante promedio de pendientes $Q_{real}/Q_{teorico}$ el cual da un resultado de 0.91, por lo que se concluye que la forma correcta de determinarlo es por regresión lineal.

CONCLUSIONES

1. Al estudiar la pérdida por fricción experimentalmente, H_f depende del material con que está construida la tubería, el estado en que está la misma (nueva, usada o muy usada), la longitud, el diámetro y la velocidad de circulación del flujo.
2. De acuerdo con lo expuesto anteriormente en los fundamentos teóricos y a las observaciones experimentales realizadas con el equipo de pérdidas, se puede afirmar que las leyes que rigen las pérdidas de carga por fricción son: que la pérdida de carga varía directamente con la longitud de la tubería, con casi el cuadrado de la velocidad, con el inverso del diámetro, y de las propiedades del fluido, tales como la densidad y viscosidad.
3. En los resultados obtenidos en el ensayo de pérdidas por fricción, se observa una diferencia considerable al comparar los valores de pérdida hf y del factor de fricción f obtenidos en el ensayo, con los valores obtenidos con las ecuaciones de Coolebrok y Darcy-Weisbach, esto se debe a que el equipo no cuenta con una precisión alta, también se debe en parte a errores en la toma de datos como las diferencias de alturas, pues en algunos casos las pérdidas eran demasiado pequeñas aún cuando se inclinaba el manómetro lo más que éste permitía.

4. Aunque el fabricante diga que el PVC es catalogado como material liso, realmente no lo es, y por lo general las fórmulas utilizadas en el cálculo siempre tienen en cuenta un factor de seguridad, en este caso, se observa con la comparación de resultados que tanto las pérdidas como los factores de fricción teóricos son más grandes que los experimentales (aproximadamente un 30% mayores). Dichos valores se pueden observar en las tablas comparativas de ensayo y cálculo.
5. Aunque los datos obtenidos en el ensayo varían con los obtenidos con las fórmulas, se observa que tienen el mismo comportamiento o tendencia al graficarlos.
6. Con lo que respecta a los resultados de los factores de pérdida K de los distintos accesorios ensayados en el equipo, se observa que están en rangos aceptables, puesto que no existe un valor de K constante para cierto tipo de accesorio, pues éste depende del material y de las especificaciones del fabricante, aunque se estén refiriendo a un mismo modelo de accesorio. (válvula, codo o conexión).
7. Para el ensayo de la calibración del venturímetro, el valor del coeficiente de descarga es aceptable, pues debe ser numéricamente menor que uno.

RECOMENDACIONES

1. Es importante tomar en cuenta la magnitud de las pérdidas de energía, tanto por fricción, como en accesorios al diseñar un sistema de conducción o distribución de líquido, pues con base a dichos valores se calculará la presión en el punto de interés.
2. El instructor o laboratorista deberá darle el mantenimiento requerido al circuito: efectuar verificación de uniones, para evitar posteriores fugas, vaciar el tanque de agua cuando no se utilice, para evitar la corrosión en el impulsor de la bomba, en las válvulas de bronce y acumulaciones de suciedad dentro de las tuberías.
3. Para el mantenimiento preventivo del rotámetro, el encargado lo limpie ocasionalmente con agua y jabón, no utilizar solventes porque se daña el acrílico; prestar cuidado para a su manipulación para no dejarlo caer, ya que es un equipo de precisión y su costo es elevado, además no está disponible en el mercado nacional
4. Para poder evaluar tuberías de cobre, hierro galvanizado, material transparente o cualquier tipo de accesorio que no esté en el circuito, se recomienda instalar uniones universales en los extremos del tramo, donde se realiza el ensayo de pérdidas por fricción.
5. Se sugiere tener un manómetro diferencial adicional, de preferencia con un fluido manométrico de menor densidad relativa que el mercurio, para poder medir valores de caída de presión pequeñas sin tener que inclinar el manómetro.

6. La correcta operación del equipo, en especial para la toma de datos, y abrir o cerrar las válvulas adecuadas es importante para un buen funcionamiento y el adecuado desarrollo de los ensayos.

BIBLIOGRAFÍA

1. White, Frank M. **Mecánica de Fluidos**. Ed. McGraw-Hill, México, 1979. Páginas de 331 a la 399.
2. Coutinho de Lencastre, Armando. **Manual de Ingeniería Hidráulica**. 4a. ed. Universidad Pública de Navarra, España, 1998.
3. Unidad docente de Mecánica de Fluidos. **Ingeniería Hidráulica aplicada a los sistemas de distribución de agua**. Vol. 1; páginas de la 74 a la 124 y de la 283 a la 321. Universidad Politécnica de Valencia, España, 1996.
4. P. Gerhart, R. Gross y J. Hochstein. **Fundamentos de mecánica de fluidos**. 2a. ed. Addison-Wesley Iberoamericana. México, 1995.
5. División de Ingeniería de Crane. **Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías**. Edición McGraw-Hill, México, 1993.
6. Mot, Robert L. **Mecánica de fluidos aplicada**. 1ra edición. Editorial Prentice Hall, México, 2001.
7. Streeter, Victor L. **Mecánica de los fluidos**. 9a edición. Editorial McGraw-Hill, México, 2000.
8. J. M. Acevedo y Guillermo Acosta A. **Manual de Hidráulica**. Editorial Harla, México, 1976.