



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES DE
ZARAGOZA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA LA
DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN EN UN SISTEMA
DE TUBERÍAS LISA DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE CAIDAS DE
PRESIÓN, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILOTO DE
LA CARRERA DE INGENIERIA QUÍMICA DE LA FES ZARAGOZA.**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

P R E S E N T A:

FORTANEL MONTIEL JUAN CARLOS

ASESOR: I.I.Q. ALEJANDRO RUBIO MARTINEZ

05 de Septiembre de 2008.





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

ZARAGOZA

**JEFATURA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA
QUÍMICA**

OFICIO: FESZ/JCIQ/014/08

ASUNTO: Asignación de Jurado

ALUMNO: FORTANEL MONTIEL JUAN CARLOS
P R E S E N T E

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

PRESIDENTE	I. Q. José Bermúdez Mosqueda
VOCAL	I. I. Q. Alejandro Rubio Martínez
SECRETARIO	M. en C. Esteban Minor Pérez
SUPLENTE	I. Q. Dominga Ortiz Bautista
SUPLENTE	I. Q. Caballero Díaz Marina

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

A T E N T A M E N T E
“POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU”

México D. F., a 2 de Abril de 2008

JEFE DE LA CARRERA

I. Q. RAÚL RAMÓN MORA HERNÁNDEZ





Esta tesis se realizó bajo el proyecto PAPIME EN 112703, de la Facultad de Estudios Superiores - Zaragoza de la Universidad Nacional Autónoma de México.



Agradecimientos:

A MI MADRE

A mi mamá Marcela Montiel Guerrero, gracias a tu cariño, guía y apoyo he llegado a realizar uno de los anhelos más grandes de mi vida, fruto del inmenso apoyo, amor y confianza que en mi depositaste y con los cuales he logrado terminar mis estudios profesionales que constituyen el legado más grande que pudiera recibir y por lo cual le viviré eternamente agradecido.

A MI PADRE

A mi papá Santos Fortanel Rodríguez que solo estuvo muy poco tiempo conmigo físicamente, pero en mi corazón siempre ha estado presente “gracias papá”.

A MIS HERMANOS

Enrique, Héctor, Oscar, Viridiana, que siempre estuvieron apoyándome para salir adelante, por sus consejos y por los momentos buenos y malos que hemos vivido juntos.



A MI ESPOSA

Sonia gracias por tu amor, por tu apoyo para poder realizar este proyecto, el cual no hubiera podido realizar sin tu ayuda, sin tu cariño, sin tus consejos en los momentos más difíciles para poder concluir esta meta en mi vida y que comparto contigo por que mis logros son tuyos como míos. “Gracias porque en las épocas difíciles nos damos fuerza mutuamente para levantarnos cada mañana y salir adelante”.



A la I.Q. Dominga Ortiz Bautista quien fue mi asesora de tesis, quien me dirigió en este proyecto importante para mí, el cual pude concluir gracias a su apoyo y a sus consejos.

Agradezco el apoyo que me brindaron para poder concluir esta tesis al Sr. Ángel Alvarado Franco y al Sr. Austreberto Chávez de la Cruz, de la Planta Piloto de la FES-Zaragoza.

También agradezco a todos mis amigos de la Facultad con los cuales pase buenos momentos y los cuales me brindaron su amistad: Luis-abuelo, Heriberto- vaca, Oscar- pop, Rodrigo- chiringo, Raúl-chulo, Ricardo-trol, Edgar-Margarito, Fernando-ewok, Juan-jaquet, David-Mariachi, Vladimir-canito, Enrique-keta, Granjas, Omar-ramas, Francisco-Kiko, Roció, Verónica, Merali, Adriana, Sandra, y muchos más, los cuales serían imposible nombrarlos todos pero de igual manera tienen mi agradecimiento.

“CUANDO UNA PERSONA DESEA REALMENTE ALGO. EL UNIVERSO ENTERO CONSPIRA PARA QUE PUEDA REALIZAR SU SUEÑO...”

PAULO COELHO



INDICE

Introducción.....	3	
Resumen.....	4	
Objetivo.....	5	
I. GENERALIDADES.....	6	
1.1		E
evolución y campo de acción de la mecánica de fluidos.....	7	
1.2 Concepto de fluido.....	9	
1.3		F
lujo permanente y no permanente, líneas de corriente y tubos de corriente.....	10	
1.4 La ecuación de trabajo energía.....	12	
1.5 Teorema de Bernoulli.....	16	
1.6		E
xperimento de observaciones de Reynolds.....	20	
1.7 Número de Reynolds.....	21	
1.8 Flujos internos.....	22	
1.9 Análisis dimensional.....	24	
1.10 El método de Buckingham o teorema de π	25	
II. FUNDAMENTOS TEORICOS.....	32	
2.1		F
ormula de Darcy-Weisbach y el factor de fricción.....	33	
2.2		R
egímenes de flujo.....	38	
2.3		F
lujo laminar.....	40	



2.4		F
	lujo turbulento.....	45
2.5		E
	cuación de Coolebrook y White.....	46
2.6		D
	Diagrama de Moody.....	47
2.7		E
	Uso del diagrama.....	48
2.8	Manómetros.....	51
2.9		M
	Medidores de área.....	53
III.		P
	PROCESO DE DISEÑO Y MONTAJE DEL EQUIPO.....	55
3.1		T
	Tubería de PVC.....	56
3.2		L
	Lista de material.....	57
3.3		P
	Proceso de diseño, montaje de equipo y accesorios para el sistema de tuberías tubería.....	58
3.4		D
	Descripción del plano No 1.....	58



3.5		D
	escripción del plano No 2.....	60
3.6		D
	escripción del plano No 3.....	61
3.7		D
	escripción del plano No 4.....	63
3.8		D
	escripción del plano No 5.....	65
3.9		B
	omba	68
3.10	Rotámetros.....	69
3.11	Tanque.....	70
3.12	Válvula de bola de 1/8”.....	70
3.13	Válvula de bola de PVC.....	71
3.14	Válvula de compuerta.....	72
3.15	Manómetro de presión diferencial.....	73
3.16	Estructura de soporte del equipo.....	74
IV.		D
	ATOS EXPERIMENTALES.....	75
4.1		A
	nálisis dimensional de la caída de presión.....	76
4.2		R
	registro de datos de la caída de presión de la tubería de 1/2”.....	79
4.3		R
	registro de datos de la caída de presión de la tubería de 3/4”.....	82



4.4	R
registro de datos de la caída de presión de la tubería de 1".....	85
4.5	R
registro de datos de la caída de presión de la tubería de 1 ¼".....	88
4.6	R
registro de datos de la caída de presión de la tubería de 1 ½".....	91
CONCLUSIONES.....	95
BIBLIOGRAFIA.....	97
ANEXO "A" DE PLANOS DE DISEÑO DE EQUIPO DE CAIDAS DE PRESION.....	98



RESUMEN.

En este trabajo se propone el diseño y construcción de un sistema de tuberías de PVC, para determinar caídas de presión tomando en cuenta diferentes tipos de diámetros dentro del sistema, además de longitudes equivalentes, es decir el largo de la tubería que recorre el fluido a través de dicho sistema, contando también con un sistema de tramo recto con accesorios reducciones, baipás de diferentes diámetros ya que la presencia de accesorios, válvulas y cambios en la dirección del flujo, ocasiona la separación de la capa fronteriza que resulta en una fricción debido a la configuración geométrica. En la construcción de este sistema, se ensamblaron tuberías de diferentes diámetros con una longitud considerable y se colocaron válvulas de 1/8" a una distancia de 1m entre cada válvulas, ya que de ellas se tomara la lectura de la caída de presión, para el estudio y análisis del comportamiento del fluido en cada una de las tuberías, ya que las perdidas por fricción serán inversamente proporcionales al diámetro de las tuberías, a medida que disminuye el diámetro de la tubería la caída de presión aumenta. La longitud y la velocidad del fluido son parámetros importantes que al variarlos, las perdidas por fricción también varían y por consiguiente las caídas de presión.

Ya que la construcción del sistema se realizó con material de PVC por la accesibilidad y su costo económico, empleando una bomba para el suministro del fluido, y colocando un tanque con suficiente capacidad de almacenamiento ya que en el sistema hay una recirculación de circuito cerrado. Los medidores de flujo que se adquirieron de material especial y que se pueden adaptar fácilmente a accesorios de PVC. Se realizaron pruebas hidrostáticas en el equipo para verificar que no haya fugas en el sistema de tuberías y obtener un buen funcionamiento. Al realizar las pruebas en el sistema se llegó a la conclusión de que en el sistema de tubería, de acuerdo a los resultados obtenidos, por medio de graficas de (P vs Q , P vs L y P vs D), hay una proporcionalidad lineal con la longitud de la tubería, la caída de presión es inversamente proporcional al diámetro del tubo, las pérdidas de energía son proporcional a la velocidad en el tubo.



INTRODUCCION.

La mecánica de fluidos se encuentra en actos tan cotidianos como tomar una ducha, respirar o beber agua, y requieren necesariamente la circulación de fluidos. El estudio de la mecánica de fluidos puede ayudarnos tanto para comprender la complejidad del medio natural, como para mejorar el mundo que hemos creado. Si bien la mecánica de fluidos esta siempre presente en nuestra vida cotidiana, lo que nos falta conocer es como se expresa esta información en términos cuantitativos, o la manera en que se diseñan sistemas con base en este conocimiento, mismos que se utilizaran para otros fines.

La Mecánica de Fluidos es una ciencia especializada en el estudio del comportamiento de los fluidos en reposo y en movimiento, porque proporciona los fundamentos y herramientas necesarios para explicar y evaluar procesos y mecanismos, así como para diseñar equipos y estructuras que trabajan con fluidos en diversas áreas tecnológicas.

En este trabajo, se ha diseñado y construido un sistema que permita al estudiante observar el fenómeno de flujo de fluidos a través de un sistema de tuberías y que permita el cálculo de los conceptos aplicados a este sistema. El conocer y entender los principios básicos de la mecánica de fluidos es esencial en el análisis y diseño de cualquier sistema en el cual el fluido es el elemento de trabajo, así como en la formación profesional del ingeniero químico. Esta comprobado que los conceptos leyes y teorías de la mecánica de fluidos se aplica a todo el medio que nos rodea y más particularmente en flujo de fluidos a través de tuberías y equipos, ya que todas las plantas de procesos cuentan con sistemas de tuberías incluso esto se da en escuelas, hospitales, casas, etc. En este caso, este trabajo esta enfocado al diseño y construcción de un sistema que permita calcular caídas de presión en un sistemas de tuberías de PVC en la cual se podrán utilizar tanto fluidos newtonianos y no newtonianos a régimen laminar y turbulento. Se realizo la selección de todo el material utilizado en este sistema, donde el financiamiento fue otorgado por los proyectos PAPIME de la Universidad Nacional Autónoma de México.



OBJETIVO GENERAL.

- Diseñar y construir un sistema de tuberías de PVC para determinar caídas de presión.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Selección de equipos, tuberías y accesorios para la construcción del sistema.
- Determinar las caídas de presión que se generan en cada una de las tuberías colocadas en el sistema.
- Realizar pruebas hidrostáticas en el sistema de tuberías para comprobar que no haya fugas en el equipo.
- Reconocer las fuentes de pérdidas menores.



CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 EVOLUCION Y CAMPO DE ACCION DE LA MECANICA DE FLUIDOS



El deseo del hombre de comprender los fenómenos en los fluidos surgió cuando tuvo problemas de suministro de agua, de irrigación de navegación y de energía hidráulica. Con solo una rudimentaria apreciación de la física de los fluidos cavó pozos, construyó canales, operó ruedas hidráulicas y dispositivos de bombeo rudimentarios y, al aumentar el tamaño de sus ciudades, construyó acueductos cada vez más grandes que alcanzaron su mayor dimensión y grandeza.

Hasta la época de Leonardo da Vinci (1452-1519), registró alguno de sus progresos en la mecánica de fluidos. Este gran genio proyectó y construyó la primera esclusa de cámaras para un canal cerca de Milán, e introdujo una nueva era en la ingeniería hidráulica; estudio también el vuelo de las aves y desarrolló algunas ideas sobre el origen de las fuerzas que soportaban a éstas en el aire. Sin embargo, hasta la época de Leonardo los conceptos sobre el movimiento de los fluidos deben considerarse más como un arte que como una ciencia.

Después de la época de Leonardo la acumulación de conocimientos sobre hidráulica ganó momentum rápidamente, siendo sobresalientes las contribuciones de Galileo, Torricelli, Mariotte, Pascal, Newton, Pitot, Bernoulli, Euler, y D'Alembert a los principios básicos de la ciencia. Aunque las teorías propuestas por estos científicos se confirmaban en general por experimentos rudimentarios las divergencias entre la teoría y la realidad condujeron a D'Alembert a declarar en 1744 "La teoría de los fluidos deberá basarse necesariamente en la experimentación." D'Alembert demostró que existe resistencia al movimiento de un cuerpo cuando éste se mueva a través de fluidos ideal (no viscoso o invíscoso), pero es obvio que esta conclusión no puede aplicarse a los cuerpos que se mueven a través de fluidos reales. Esta discrepancia entre la teoría y experimentos, que se denominó la paradoja de D'Alembert, ha sido ya resuelta. No obstante, demuestra con claridad las limitaciones de la teoría de esta época para la resolución de problemas sobre fluidos. Con motivo del conflicto entre la teoría y la experimentación surgieron dos escuelas del pensamiento para el estudio de la mecánica de fluidos, una que trataba acerca de los aspectos teóricos y otra acerca de los aspectos



prácticos del fluido. En cierto sentido, como escuela de pensamiento ha subsistido hasta la actualidad, lo que dio resultado el campo matemático de la hidrodinámica y la ciencia práctica de la hidráulica.

A mediados del siglo anterior Navier y Stokes tuvieron éxito al modificar las ecuaciones generales del movimiento de un fluido ideal para adaptarlas a las de un fluido viscoso y, al hacerlo así, demostraron la posibilidad de explicar las diferencias entre la hidrostática y la hidrodinámica. Casi al mismo tiempo los estudios técnicos y experimentales sobre el movimiento de vórtices y sobre el flujo separado hechos por Helmholtz y Kirchhoff, ayudaban a explicar muchos de los resultados divergentes entre la teoría y el experimento.

Hacia fines del siglo pasado, surgieron nuevas industrias que demandaron información sobre el flujo de fluidos diferentes al agua; este hecho, aunado a los muchos adelantos significativos en el conocimiento, tendió a detener el empirismo en la investigación hidráulica. Estos adelantos fueron, la investigación teórica y experimental de Reynolds el desarrollo por Rayleigh, del análisis dimensional, el uso de modelos en la solución de problemas sobre fluidos, por Froude, Reynolds, Vernon-Harcourt, Fargue y Engels, y el rápido progreso de la aeronáutica teórica y experimental, debido a los estudios de Lanchester, Lilienthal, Kutta, Joukowsky, Betz y Prandtl. Estos adelantos proporcionaron nuevas herramientas para la solución de problemas y dieron nacimiento a la moderna mecánica de fluidos. La contribución singular más importante fue hecha por Prandtl, cuando en 1904 introdujo el concepto de capa límite. En su corto pero descriptivo documento Prandtl proporcionó, de una sola vez, un eslabón esencial entre los movimientos ideales y reales de los flujos de baja viscosidad (por ejemplo el agua y el aire) y suministró la base de una gran parte de la mecánica de fluidos moderna¹.

¹ JOHN K. VENNARD ELEMENTOS DE MECANICA DE FLUIDOS

1.2. CONCEPTO DE FLUIDO



Desde el punto de vista de la Mecánica de fluidos, la materia solo puede presentarse en dos estados: sólidos y fluido. La distinción técnica radica en la reacción de ambos a un esfuerzo tangencial o cortante. Un sólido puede resistir un esfuerzo cortante con una deformación estática; un fluido, no. Cualquier esfuerzo cortante aplicado a un fluido, no importa cuan pequeño sea, provocará el movimiento del fluido. Este se mueve y se deforma continuamente mientras se siga aplicando el esfuerzo cortante nulo; estado que se denomina a menudo condición hidrostática de esfuerzo en análisis estructural. En esta condición, el círculo de Mohr se reduce a un punto y no hay esfuerzo cortante en ningún plano que corte el elemento en cuestión.

Existen dos clases de fluidos, líquidos y gas. La distinción es técnica y concierne al efecto de las fuerzas cohesivas. Un líquido, al estar compuesto por agrupaciones de moléculas muy cercanas con enormes esfuerzos cohesivos, tiene a conservar su volumen y formará una superficie libre donde están denominados por efectos gravitatorios. Como las moléculas de gas están muy separadas entre sí, con fuerza de cohesión muy despreciables, un gas es libre de expandirse hasta que encuentre paredes que lo confinan. Un gas no tiene volumen definido y por si mismo, sin confinamiento, forma una atmosfera que es totalmente hidrostática.

1.3. FLUJO PERMANENTE Y NO PERMANENTE, LINEAS DE CORRIENTE Y TUBOS DE CORRIENTE



Existen dos medios básicos para describir el movimiento de un fluido. Según el punto de vista lagrangiano, se identifica cada partícula de fluido (por lo general por sus coordenadas espaciales en cierto momento inicial). Se trazan, según transcurre el tiempo, la trayectoria, densidad, velocidad y otras características de cada partícula individual. Este punto de vista es el que se utiliza en el análisis dinámico de las partículas sólidas. Si se grafica la posición de una partícula de fluido como función del tiempo, el resultado es una grafica de partícula, que se denomina una línea de trayectoria. Desde el punto de vista euleriano, se enfoca la atención sobre puntos particulares en el espacio lleno por el fluido en cada punto como una función del tiempo. No se traza ya el movimiento de partículas individuales de fluido, sino que se determinan en varios puntos especiales, las variaciones con respecto al tiempo, la velocidad, la densidad y otras variables del fluido.

El punto de vista euleriano es practico para la mayor parte de los problemas de ingeniería (y sin duda se usa en la gran mayoría los análisis sobre fluidos) y se adopta para este texto introductorio. Desde el punto de vista euleriano, es fácil determinar si un flujo de fluido es permanente o no permanente. En el flujo no permanente las variables del fluido variarían con el tiempo en los puntos espaciales del flujo. En el flujo permanente, ninguna de las variables en ningún punto del flujo cambia con el tiempo, aunque esas variables son generalmente funciones de posición en el espacio lleno por el fluido. Así, en el punto de vista euleriano, un flujo permanente puede aún tener aceleración.

Por ejemplo en el tubo que proviene de un deposito infinito de elevación superficial fija, existe flujo no permanente en tanto que se esta abriendo o cerrando la válvula A; una vez fija la abertura de la válvula, ocurre flujo permanente bajo las condiciones anteriores, las presiones, velocidad y similares, varían con el tiempo y la localización; bajo la última condición solo pueden variar con la localización. Los problemas sobre flujo permanente son más elementales que los de flujo no permanente y tienen amplia aplicación en la ingeniería, por lo anterior, no se incluyen este texto elemental situaciones de flujo no permanente.



Si se traza curvas en un flujo permanente de tal modo que la tangente en cualquier punto esté en la dirección del vector velocidad en este punto, esas curvas se denominan líneas de corriente, partículas individuales de fluido deben viajar sobre trayectorias cuyas tangentes estén siempre en la dirección de la velocidad del fluido en cualquier punto. Así, las líneas de trayectoria lagrangianas son las mismas que las líneas de corriente eulerianas en los flujos permanentes.

El diagrama o gráfico de líneas de corriente produce una imagen de líneas de corrientes o campo de flujo. Las imágenes de líneas de corriente son de valor tanto cualitativo como cuantitativo para el ingeniero. Le permiten visualizar el flujo del fluido por medio de la determinación matemática y experimental de las líneas de corriente, y localizar regiones de alta y de baja velocidad y zonas de alta y de baja presión.

Cuando se trazan líneas de corriente a través de una curva cerrada en un flujo permanente, éstas forman un límite a través del cual no pueden pasar las partículas debido a que la velocidad es siempre tangente al límite.

El espacio entre las líneas de corriente forman un tubo o pasaje denominado tubo de corriente, y este tubo se puede estudiar como si estuviera aislado del fluido adyacente. Se encontrara que el uso principal flujo de fluidos; por ejemplo permite estudiar dos problemas aparentemente diferentes, tales como el flujo en un pasaje y el flujo alrededor de un objeto sumergido, por medio de las mismas leyes. También, porque un tubo de corriente del tamaño diferencial coincide con su propio eje (que es una línea de corriente) puede esperarse que muchas de las ecuaciones desarrolladas para un tubo de corriente pequeño, puedan aplicarse en forma correcta a una línea de corriente.

1.4 LA ECUACION DE TRABAJO Y ENERGIA

El análisis previo de un sistema fluido produce una ecuación práctica y provechosa, la ecuación de Bernoulli que fue aplicada para establecer las relaciones entre la elevación, presión, velocidad y carga total en una variedad de flujo de fluidos. Sin embargo muchas tuberías incluyendo, por ejemplo, bombas o turbinas, respectivamente, agregan o extraen energía del fluido. No hay forma satisfactoria para incorporar estos efectos en la deducción de la ecuación de Bernoulli, la cual esta basada en un discernimiento adicional del significado físico de varios términos en la ecuación de Bernoulli pueden ser obtenidos por medio de un análisis del volumen de control. Este análisis del volumen de control utiliza el principio mecánico de trabajo-energía y lo aplica al flujo de fluidos produciendo una valiosa relación entre las propiedades del fluido, el trabajo realizado y la energía transmitida. Es entonces que se ve que la ecuación de Bernoulli es equivalente a la ecuación de trabajo-energía de la mecánica para el flujo de un fluido ideal.

La sección del tubo de corriente mostrado en la Fig. (1). El flujo es permanente y el sistema fluido que ocupa I y R del volumen de control en el tiempo t , y las zonas R y O al tiempo $t + dt$. El tubo de corriente puede ser de dimensiones finitas o diferenciales, pero es una suposición que el flujo es unidimensional en la sección. 1 y 2. Note que este requisito se encuentra en la entrada y salida del volumen de control.

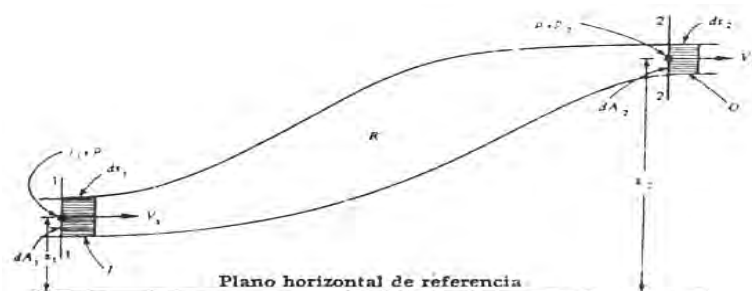


FIGURA 1. Sección de tubo de corriente diferencial

FIGURA 1. JOHN K. VENNARD ELEMENTOS DE MECANICA DE FLUIDOS Pág.157

No hay restricciones del comportamiento sobre la línea de corriente dentro del volumen de control. La costumbre dicta que p y z están evaluadas en la línea central del flujo. La ecuación de continuidad.



$$dA_1V_1 = dA_2V_2 \quad \text{o} \quad dA_1ds_1 = dA_2ds_2$$

En dinámica la relación trabajo energía, es solo una forma integrada de la segunda ley de Newton establece que el trabajo dW (como una fuerza actuando a través de una distancia) realizado por un sistema, está exactamente balanceado por un cambio equivalente en la suma de las energías cinética (EC) y potencial (EP) del sistema, esto es, en el tiempo dt .

$$dW + d(KE + PE) = dW + (KE + PE)_{t+dt} - (KE + PE)_t = 0$$

Ahora,

$$\begin{aligned} (KE + PE)_t &= (KE + PE)_R + (KE + PE)_t \\ &= (KE + PE)_R + \frac{1}{2} (\rho dA_1 ds_1) V_1^2 + \gamma (dA_1 ds_1) z_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (KE + PE)_{t+dt} &= (KE + PE)_R + (KE + PE)_0 \\ &= (KE + PE)_R + \frac{1}{2} (\rho dA_2 ds_2) V_2^2 + \gamma (dA_2 ds_2) z_2 \end{aligned}$$

Ya que la energía cinética de traslación es $mv^2/2$ y la energía potencial equivalente al trabajo de elevar en una zona el peso del fluido hasta una altura z arriba del plano de referencia.

El trabajo dW realizado por el sistema toma tres formas:

- 1.- Trabajo de fluido realizado vía entrada y salida del fluido en el volumen de control.
- 2.- Trabajo de transmisión $dW_{\text{transmisión}}$ realizado por bombas.
- 3.- Trabajo de corte dW_{corte} realizado por fuerza de corte actuando a través de los límites del sistema.

El trabajo realizado por el flujo que entra en I sobre el sistema en el tiempo dt , es el trabajo de flujo.

$$(p_1 dA_1) ds_1$$

En consecuencia, el trabajo de flujo realizado por el sistema es

$$-(p_1 dA_1) ds_1$$



El sistema hace trabajo sobre el fluido en 0 en el tiempo dt , así que el trabajo de flujo por el sistema es

$$(p_2 dA_2) ds_2$$

El trabajo realizado por la bomba dW_t del sistema efectivamente hace trabajo en los alrededores (se extrae energía del sistema), mientras que el trabajo de la bomba es $dW_p \leq 0$ (pues el trabajo es realizado sobre el sistema; la energía es introducida). El trabajo supuestamente transferido ocurre cuando la transmisión de la máquina corta los límites del propio mecanismo y de las condiciones internas, la máquina no está afectada.

Para los límites del sistema divididos a través de una zona fluida de tal forma que el sistema pueda ejercer una fuerza de corte a través de los límites sobre el fluido que está en movimiento, $dW_{\text{corte}} \neq 0$. En suma, el trabajo de flujo efectuado sobre o por el sistema es hecho solamente en las secciones rectas debido a que no hay movimiento perpendicular a los tubos de corriente; por tanto las fuerzas de presión lateral no pueden realizar trabajo. Finalmente, debido a que todas las fuerzas internas aparecen en pares iguales y opuestos, interiormente no se realiza trabajo neto alguno.

En suma, entonces,

$$Dw_{\text{transmisión}} = (p_1 dA_1) ds_1 + (p_2 dA_2) ds_2 + \frac{1}{2} (p_2 dA_2 ds_2) V_2^2 - \frac{1}{2} (p_1 dA_1 ds_1) V_1^2 - \gamma (dA_1 ds_1) r_1 = 0$$



Recordar que $ds = Vdt$, defina el caudal en masa de flujo permanente $m = \rho dA V$ a través del volumen de control, y dividido por $mdt = \rho dA_1 V_1 dt = \rho dA_1 ds_1$
 $= \rho dA_2 ds_2$ para obtener

$$\frac{1}{m} \frac{dw_{transmision}}{dt} - \frac{p_1}{\rho} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + g_n(z_2 - z_1) = 0 \dots\dots\dots 1.1$$

A continuación,

$$\frac{1}{m} \frac{dw_{transmision}}{dt} = \frac{1}{m} \frac{dw_T}{dt} - \frac{1}{m} \frac{dw_p}{dt} = g_n E_T - g_n E_p = \left[\frac{J}{Kg} \right] \dots\dots\dots 1.2$$

Donde E_1 y E_p son las energías extraídas por las tuberías agregadas por la bomba por unidad de peso que pasa a través del volumen de control. Por tanto, introduciendo esta nomenclatura y dividiendo por g_n , obtenemos

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g_n} + z_1 + E_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g_n} + z_2 + E_T \dots\dots\dots 1.3$$

Ahora como la ecuación de la energía mecánica. Términos tales como $\frac{p_1}{\gamma}$, $\frac{V_1^2}{2g_n}$, z , y otros tienen las unidades de $N \cdot m/N = J/N$ (Joules por Newton), los cuales representan la energía por unidad de peso del fluido. La forma de la ecuación de la energía es importante, ya que sienta las bases para consideraciones posteriores de transferencia de calor, energía interna, y otros, los cuales no resultan lógicamente de la ecuación integrada de Euler. Por supuesto, si E_p y E_T son cero, la Ec.1.3 se reduce a la ecuación de Bernoulli la cual es la ecuación de la energía mecánica en ausencia de trabajo de transmisión.

La adición de energía mecánica (E_p) al flujo de fluidos por una bomba o la extraída (E_T) por una turbina aparecerá como un aumento o caída violenta de la línea de energía sobre la máquina respectiva generalmente la ingeniería requiere de la potencia total, que puede ser calculada del producto del caudal (G) y (E_p o E_T), redituando la potencia total.

1.5. TEOREMA DE BERNOULLI



El teorema de Bernoulli se puede definir como un balance de energía, que se utiliza para resolución de sistemas de fluidos en movimiento aunque se pueden simplificar para sistemas estático.

Los cambios dentro de un proceso físico cerrado, pueden ser medidos en términos de las propiedades de la entrada y salida de las corrientes y los cambios de energía en la forma de calor, y trabajo entre el sistema y sus alrededores. Por lo tanto el aprovechamiento de éste sistema, tiende a dar la idea de un sistema en termodinámica y la aplicación de la primera Ley de ésta, llamada principio de la conservación de la energía, en donde dice; que “la energía es indestructible y la cantidad total de energía que entra en un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más cualquier aumento dentro del sistema”.

$$\text{ENTRA} = \text{SALE} + \text{LA ACUMULACION}$$

La expresión matemática o numérica de éste principio se denomina “Balance de Energía Total”, que en conjunto con un balance de materia es de vital importancia en problemas de operación y diseño de procesos.

En un balance energético, las energías recibidas son igual a las desprendimientos más el aumento de energía dentro del sistema por unidad de tiempo en un proceso de operación continua o para un ciclo de operación de un proceso discontinuo.

De aquí, que en un proceso continuo en el estado estable:

$$\text{ACUMULACION} = 0$$

Tomaremos como ejemplo, un fluido que circula a través de un aparato o tubería, en donde, el fluido que esta en movimiento lleva su propia energía y además, hay un intercambio con sus alrededores.

1.- La energía transportada por el fluido comprende:

a.- La energía interna “E” que incluye a todas las energías peculiares de los fluidos, sin considerar su posición o movimiento relativo.



b.- La energía llevada por el fluido debido a su estado de movimiento o posición, que se clasifica en:

I.- Energía cinética o de Movimiento $\frac{V^2}{2g_c}$, en donde:

V = Velocidad promedio del fluido, en m/seg.

g = Constante de conversión de la segunda Ley de Newton = 9.81 Kgm/Kgseg²

II.-Energía potencial de posición $z\frac{g}{g_c}$ donde:

Z = altura de referencia del sistema, en m.

g = aceleración de la gravedad = 9.81 m/seg.

III. La energía de presión PV que lleva el material debido a su introducción o salida de un flujo f

P = presión del flujo, en kg/m².

V = volumen del fluido, en m³

2.-La energía transmitida o intercambiada entre el flujo y sus alrededores, es de dos tipos:

a.- El calor Q dado al material fluyente entre los puntos de entrada y salida del sistema.

b.- El trabajo W_f efectuando por el fluido sobre su alrededor durante su desplazamiento entre los puntos de entrada y salida.

Considerando la figura que puede ser, como ya se ha dicho anteriormente, un sistema complejo de tuberías o un tipo específico de equipo donde:

V = velocidad promedio del fluido, en m/seg.

S = sección transversal del área de flujo, en m²

W = velocidad másica, en kg/hr o seg.

E = energía interna del sistema, Kcal/Kg

P = presión del sistema, en $\frac{Kg}{m^2}$

V = volumen del flujo, en m³.

Z = altura de referencia del sistema, en m



W_f = trabajo hecho por la masa del fluido, en Kg-m/Kg

Q = calor dado al sistema, en Kcal/Kg

G = volumen específico del fluido, en m^3/Kg .

PARA EL ESTADO ESTABLE

ENTRADA = SALE

$$W_1 = W_2 = v_1 s_1 = v_2 s_2 = G_1 s_1 = G_2 s_2 \dots\dots\dots 1.4$$

El balance de energía total de la figura (2) basado sobre las ecuaciones (1.5) y (1.6) sería:

$$w_1 E_1 + \frac{w_1 v_1^2}{2g_c} + w_1 Z_1 \frac{g}{g_c} + w_1 p_1 v_1 + w_1 Q_1 = w_2 E_2 + \frac{w_2 v_2^2}{2g_c} + w_2 Z_2 \frac{g}{g_c} + w_2 p_2 v_2 + w_2 W_f \dots\dots\dots 1.5$$

Esta expresión se aplica a cualquier sistema en el estado estable reacomodándola, tenemos:

$$(E_1 - E_2) + \frac{1}{2g_c}(v_1^2 - v_2^2) + \frac{g}{g_c}(Z_1 - Z_2) + p_1 v_1 - p_2 v_2 = Q - W_f \dots\dots\dots 1.6$$

Si Δ = al incremento al pasar del punto de entrada (punto 1), al punto de salida (punto 2). Por definición.

$$\Delta E = E_1 - E_2$$

$$\Delta(PV) = P_1 V_1 - P_2 V_2$$

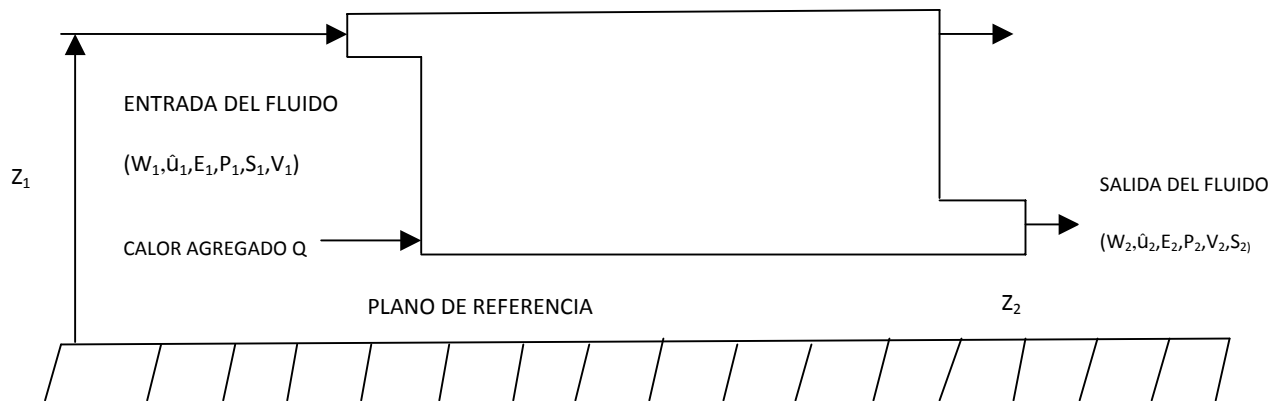


FIGURA 2. SISTEMA DE TUBERIA O UN TIPO ESPECIFICO DE EQUIPO

Ahora bien la entalpia es igual a:

$$\Delta H = \Delta E + \Delta(PV)$$

Sustituyendo este resultado en la ecuación (1.6) resulta

$$\Delta H + \Delta\left(\frac{u^2}{2g_c}\right) + \Delta z\left(\frac{g}{g_c}\right) = Q' - W_f \dots\dots\dots(1.7)$$

Considérese un fluido perfecto, el cual se considera como un fluido donde no esta sujeto a esfuerzos cortantes durante su movimiento y fluye bajo condiciones isotérmicas, entonces el balance de energía total se simplifica a uno de energía mecánica:

$$P_1V_1 + \frac{g}{g_c}Z_1 + \frac{u_1^2}{2g_c} = P_2V_2 + \frac{g}{g_c}Z_2 + \frac{u_2^2}{2g_c} = CTE \dots\dots\dots(1.8)$$

A esta ecuación se le conoce la como "ECUACION DE BERNOULLI".

*FIGURA 2. (PRINCIPIO DE OPERACIONES UNITARIAS FOUST PAG. 498)

1.6. EXPERIMENTO Y OBSERVACIONES DE REYNOLDS



Es el experimento clásico para demostrar la diferencia entre flujo laminar y turbulento, y que fue dado a conocer por sir. Osborne Reynolds en 1883. El experimento realizado por Reynolds es el siguiente.

Considérese un tubo de vidrio por donde circula agua a una cierta velocidad promedio, en el centro del tubo se sumerge una aguja para introducir un colorante soluble en agua.

En la figura (3a) se demuestra, que a velocidades bajas el agua y el filamento del colorante retienen su identidad en la corriente de agua, ensanchándose un poco corriente abajo, debido a la difusión molecular del colorante.

En el caso de la figura (3b) se tiene una velocidad un poco mayor que en el caso anterior, y el filamento del colorante se expande en proporciones finitas, las cuales a medida que avanzan corriente abajo se separan a una más y el colorante empieza a dispersarse homogéneamente.

En la figura (3c) hay una velocidad más alta y se observa que el colorante se hace homogéneo en la corriente, debido a la actividad de los remolinos que se mueven al azar.

- 1.-) A una cierta velocidad promedio, se forman remolinos que se mueven al azar.
- 2.-) Los remolinos son mayores y abundantes en el centro del tubo.
- 3.-) Un aumento en la velocidad promedio, amplía el núcleo turbulento hasta llenar el tubo de torbellinos.
- 4.-) Como se nota, hay un límite superior y uno inferior de flujo separados por una zona de transición.
- 5.-) Por lo tanto, la difusividad de momentum en los remolinos es función tanto de la posición, como en la velocidad en el flujo turbulento (en el caso del flujo laminar es indispensable de la posición de la velocidad).

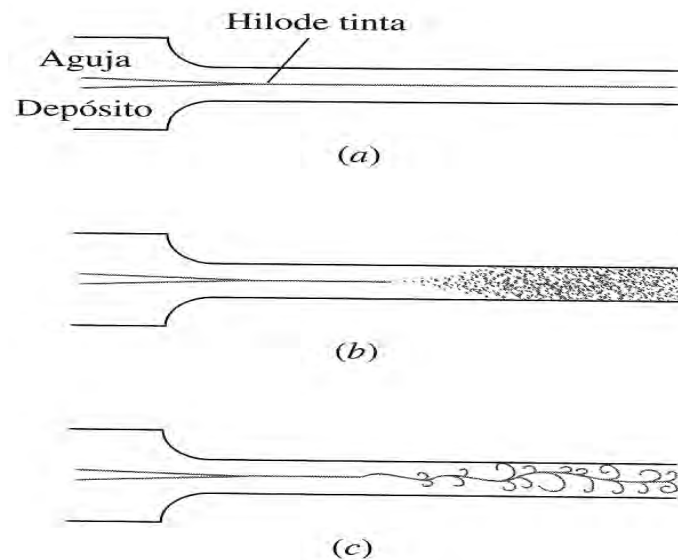


FIGURA 3. Esquema de Reynolds sobre la transición en tubo: (a) baja velocidad, movimiento laminar; (b) alta velocidad, movimiento turbulento; (c) flujo en la condición (b)

1.7. NUMERO DE REYNOLDS

Este número fue propuesto por Reynolds como un criterio de sus observaciones, para delinear la naturaleza del flujo en ductos. De aquí que el número de Reynolds, se defina como un arreglo adimensional de variables que nos indican el tipo de flujo, ya sea; laminar, transicional o turbulento, que tiene un fluido en el momento dado.

Su expresión más general es la siguiente:

$$N_{Re} = D \hat{U} \rho / \mu \dots\dots\dots 1.9$$

Donde: D = diámetro, en (cm o m)

\hat{U} = velocidad promedio, en (cm/seg. O m/seg.)

ρ = densidad del fluido, en (gr/cm³)

μ = viscosidad del fluido, en (dina – seg./cm² o newton-seg/m²)



De acuerdo con esto:

Si: $N_{Re} < 2,100$; el flujo es laminar

Si: $2,100 < N_{Re} < 4,000$; el flujo es de transición

Si: $N_{Re} > 4,000$; el flujo es turbulento

1.8. FLUJOS INTERNOS

Un flujo interno está confinado por paredes, y las regiones fluidas sometidas a los efectos viscosos crecerán y se encontrarán hasta ocupar todo el flujo. La figura (4) muestra flujo internos en un conducto largo. Hay una región de entrada donde la corriente no viscosa inicial converge y entra en el conducto. Las capas límites viscosas crecen aguas abajo, frenando el flujo axial $u(r,x)$ en la pared y acelerando el núcleo central para mantener el requisito de continuidad, que en un flujo incompresible es:

$$Q = \int u dA = cte$$

A una distancia finita de la entrada, las capas límite se unen y el núcleo no viscoso desaparece. El flujo en el tubo es entonces completamente viscoso, y la velocidad axial se va ajustando hasta $x=L$ en que ya no cambia prácticamente con x y se dice que el flujo está completamente desarrollado, $u \approx u(r)$ sólo. Aguas abajo de $x = L_e$ el perfil de velocidad es constante, el esfuerzo en la pared es constante y la presión disminuye linealmente con x , tanto en flujo laminar como turbulento todos estos detalles se muestran en la figura (4).

El análisis dimensional indica que el número de Reynolds es el único parámetro que determina la longitud de entrada.

$$L_e = f(d, V, \rho, \mu) \quad V = \frac{Q}{A}$$

Tenemos
$$\frac{L_e}{d} = g\left(\frac{\rho V d}{\mu}\right) = g(\text{Re})$$

Para flujo laminar, la corrección aceptada es

$$L_e/d = 0.006R_e \text{ Laminar}$$

La longitud máxima de entrada laminar, a $R_{e\text{dcriti}} = 2300$ es $L_e = 138d$, que es la máxima posible.

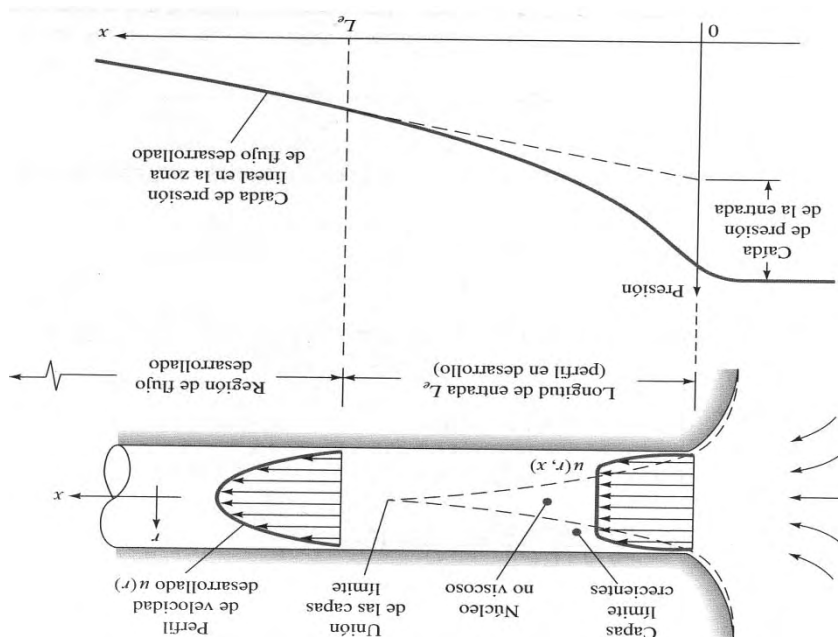


Figura 4. Desarrollo de los perfiles de velocidad y variación de la presión en la entrada de un conducto

En flujo turbulento las capas límite crecen más y la longitud de entrada L_e es relativamente más corta, siguiendo la expresión aproximada para paredes lisas.

$$L_e/d \approx 4.4e_d^{1/6} \text{ Turbulento}$$

FIGURA 4. Frank M. White Mecánica de Fluidos pág. 341



1.9. ANALISIS DIMENSIONAL

El análisis dimensional puede proporcionar una gran ayuda al indicar el medio de establecer una relación empírica entre las variables. Por este mecanismo, se deben suponer las variables apropiadas o predecirse antes de contemplar el análisis, además se basan sobre variables medibles, tales como: longitud, velocidad, etc. Este es un método en el cual las variables conocidas se disponen según un cierto número de combinaciones o grupo sin dimensiones físicas y las ecuaciones fundamentales puede expresarse en término de estos grupos, como una función de las variables. Así, la ecuación resultante será más sencilla, ya que el número de variables, generalmente es una diferencia igual al número de dimensiones usadas.

Los principios fundamentales del análisis dimensional son tres:

- 1.- Todas y cada una de las dimensiones físicas pueden expresarse como productos de potencias de un número muy pequeño de magnitudes fundamentales.
- 2.- Las ecuaciones físicas deben ser homogéneas, es decir, debe ser una y la misma ecuación, de dimensiones de todos los términos aditivos. Todos los términos que figuren como sumados deben tener las mismas dimensiones cuando se expresan en función de las unidades fundamentales elegidas.
- 3.- Cualquier relación general entre magnitudes físicas pueden expresarse de un modo generalizado, independientemente del sistema particular de unidades elegidos, interviniendo solo los productos no dimensionales de todas las variables físicas, además de las constantes necesarias de conversión este principio se deduce de los anteriores y es conocido por (TEOREMA DE BUCKINGHAM) "TEOREMA DE π ".



1.10. EL METODO DE BUCKINGHAM O TEOREMA DE π

El punto inicial para aplicar el método de Buckingham requiere la lista de variables significantes para un problema dado. Entonces, es necesario para determinar el número de parámetros dimensionales dentro de los cuales las variables pueden ser combinadas. Este número puede ser determinado usando el teorema π de Buckingham, el cual establece. El número de grupos adimensionales usados para describir una situación, incluye variables, donde:

$$i = n - r$$

i = al número de grupos adimensionales independientes.

n = número de variables

r = hileras o filas de la matriz adimensional de las variables

La matriz adimensional esta simplemente formada por la tabulación de los exponentes de las dimensiones fundamentales; M,L y θ las cuales aparecen en cada una de las variables incluidas. De acuerdo a lo anterior se incluye que el análisis dimensional se utiliza para obtener los parámetros, tomando por ejemplo nuestro caso, que es el flujo de un fluido incompresible, en un tubo horizontal, circular y de sección constante; las variables significantes y sus expresiones dimensionales son los siguientes:

VARIABLES	SIMBOLO	DIMENSIONES
Caída de presión	ΔP	$M/L\theta^2$
Velocidad del fluido	\bar{v}	L/θ
Diámetro del tubo	D	L
Longitud del tubo	L	L
Rugosidad de la pared del tubo	ϵ	L



Viscosidad del fluido	μ	M/L θ
Densidad del fluido	ρ	M/L ³

Cada una de las variables son ya familiares excepto (ε) la rugosidad del tubo,

como lo es la características de la altura de las proyecciones (saliente) de la pared del tubo, por lo tanto toma las dimensiones de longitud.

De acuerdo con el teorema de π de Buckingham se hace la tabulación para formar la matriz:

	ΔP	\bar{v}	D	L	ε	μ	ρ
M:	1	0	0	0	0	1	1
L:	-1	1	1	1	1	-1	-3
Θ :	-2	-1	0	0	0	-1	0

En donde la matriz queda:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -3 \\ -2 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{pmatrix}$$

Entonces de acuerdo a la ecuación $l = n - r$

$n = 7$ (Número de variables incluidas)

$r = 3$ (Hileras de la matriz adimensional)



$$l = n - r = 7 - 3$$

$l = 4$ (Número de grupos adimensionales formados por estas variables).

Si el centro de los grupos consiste de las variables siguientes \bar{v} , D y ρ ; los

grupos formados serán:

$$\pi_1 = (\bar{v})^a (D)^b (\rho)^c \Delta P$$

$$\pi_2 = (\bar{v})^d (D)^e (\rho)^f L$$

$$\pi_3 = (\bar{v})^g (D)^h (\rho)^i \varepsilon$$

$$\pi_4 = (\bar{v})^j (D)^k (\rho)^l \mu$$

Para calcular los exponentes, se considera cada grupo independiente de los otros, o sea:

$$\pi_1 = (\bar{v})^a (D)^b (\rho)^c \Delta P$$



y dimensionalmente :

$$M^0 L^0 \Theta^0 = 1 = (L/\theta)^a (L)^b (M/L^3)^c \frac{M}{L\theta^2}$$

Para:

$$M: 0 = c+1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$L : 0 = a+b-3c-1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\Theta : 0 = -a-2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

De (3): $a = -2$

De (1): $c=-1$

Sustituyendo en (2): $b=0$

$$\pi_1 = (\bar{v})^{-2} (D)^0 (\rho)^{-1} \Delta P = \frac{\Delta P}{\bar{v}^2 \rho}$$

Para:

$$\pi_2 = \left(\frac{L}{\theta}\right)^d (L)^e \left(\frac{M}{L^3}\right)^f L$$

$$M : 0 = f \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$L : 0 = d + e - 3f + 1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\theta : 0 = -d \quad \dots\dots\dots (3)$$

De (1) se sustituye en (2): $0 = 0 + e - 0 + 1 \Rightarrow e = -1$

$$\pi_2 = (\bar{v})^0 (D)^{-1} (\rho)^0 L = \frac{L}{D}$$

Para:
$$\pi_3 = \left(\frac{L}{\theta}\right)^g (L)^h \left(\frac{M}{L^3}\right)^i s$$

$$M : 0 = i \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$L : 0 = g + h - 3i + 1 \quad \dots\dots (2)$$



$$\theta : 0 = -\theta \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\pi_3 = (\nabla)^0 (D)^{-1} (\rho)^0 s = \frac{\varepsilon}{D}$$

Y para:

$$\pi_4 = (M^0 L^0 \theta^0) = 1 = \left(\frac{L}{\theta}\right)^j (L)^k \left(\frac{M}{L^3}\right)^l \frac{M}{L\theta}$$

Donde:

$$M : 0 = l + 1$$

$$L : 0 = j + k - 3l - 1$$

$$\theta : 0 = -j - 1$$

Resolviendo estas ecuaciones del mismo modo que las anteriores se llega a:

$$\pi_4 = \frac{\mu}{\nabla D \rho} = \frac{1}{N_{Re}}$$

En el grupo π_1 , si la caída de presión es igual a la fricción puede reemplazarse por H_f , y la expresión resultante del análisis dimensional puede ser escrita de la siguiente forma:

$$\frac{H_f}{\nabla^2} = \frac{\Delta P}{\rho \nabla^2} = \phi_1 \left(\frac{L}{D}, \frac{s}{D}, N_{Re} \right)$$

Pero como la L/D es directamente proporcional a la fricción (según datos experimentales):

$$\frac{H_f}{\nabla^2} = \frac{L}{D} \phi_2 \left(\frac{s}{D}, N_{Re} \right)$$

La función ϕ_2 la cual varía de acuerdo a la rugosidad relativa s/D y el N_{Re} se sustituye por "f", entonces:

$$H_f = 2f \frac{L}{D} \nabla^2$$

El factor 2 insertado en el lado derecho de la ecuación anterior, es la relación que define el factor de fricción de Darcy, definido por:

$$\frac{H_f}{2} = f^1 \frac{L}{D} \nabla^2$$

Donde:



$$f^i = 4f$$

Entonces por lo tanto, a través de nuestro análisis dimensional anterior, sobre el flujo de fluidos en tubos se observa que “f” es un coeficiente adimensional,

el cual depende: \bar{v} , D, ρ , μ y D.

Usando el mismo método para encontrar la función del factor de fricción, que es adimensional, se tiene:

VARIABLE DIMENSIONES		SIMBOLO
Velocidad promedio	\bar{v}	L/ θ
Diámetro del tubo	D	L
Densidad del fluido	ρ	M/L ³
Viscosidad del fluido	μ	M/L θ
Rugosidad del fluido	ϵ	L

Tabulando, obtenemos:



$$\bar{v} \quad D \quad \rho \quad \mu \quad \varepsilon$$

$$M: \quad 0 \quad 0 \quad 1 \quad 1 \quad 0$$

$$L: \quad 1 \quad 1 \quad -3 \quad -1 \quad 1$$

$$\Theta: \quad -1 \quad 0 \quad 0 \quad -1 \quad 0$$

De donde: $i = n - r = 5 - 3$

$$i = 2$$

De donde se obtienen dos grupos π , π_1 y π_2

Si escogemos como el centro de estos dos grupos a: \bar{v} , D y ρ ; que son

propiedades del tubo y el fluido, obtenemos:

$$\pi_1 = (\bar{v})^a (\rho)^b (D)^c \varepsilon$$

$$\pi_2 = (\bar{v})^d (\rho)^e (D)^f \mu$$

Tomando

$$\pi_1: M^0 L^0 \theta^0 = 1 = \left(\frac{L}{\theta}\right)^a \left(\frac{M}{L^3}\right)^b (L)^c L$$

Para:

$$M: 0 = b$$

$$L: 0 = a - 3b + c + 1$$

$$\theta: 0 = -a$$

$$\therefore c = -1$$

Sustituyendo estos valores

$$\pi_1 = (\bar{v})^0 (\rho)^0 (D)^{-1} \varepsilon = \varepsilon / D$$



Ahora resolviendo

Para:
$$\pi_{\mu} : M^0 L^0 \theta^0 = 1 = (L/\theta)^d (M/L^3)^e (L)^f M/L\theta$$

$$M : 0 = e + 1 \Rightarrow e = -1$$

$$L : 0 = d - 3e + f - 1$$

$$\theta : 0 = -d - 1 \Rightarrow d = -1$$

Sustituyendo estos valores en:

$$\pi_{\mu} = (\nu)^{-1} (\rho)^{-1} (D)^{-1} \mu = \frac{\mu}{\nu \rho D} = \frac{1}{N_{Re}}$$

Pero como $\frac{\nu}{D}$ es una constante, no queda:

$$f = \frac{\nu}{D} \phi(N_{Re})$$

Otras expresiones importantes que dan la relación del factor de fricción como una función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa $\frac{\nu}{D}$ para flujo turbulento en tubos lisos y rugosos, son dadas a conocer por Von Karman, Nikuradase, Colebrook y Blasius: basadas sobre experimentaciones, son las siguientes:

1.- Para flujo laminar ($N_{Re} < 2100$):

$$f = \frac{1}{N_{Re}}$$

2.- para turbulento en tubo lisos ($N_{Re} > 2100$)

$$\frac{1}{f^2} = 4.0 \log_{10} \left\{ N_{Re} f^{\frac{1}{2}} \right\} - 0.40$$

3.- Para flujo turbulento en tubos rugosos: $\frac{D}{\epsilon} / \left\{ N_{Re} f^{\frac{1}{2}} \right\} > 0.01$

$$\frac{1}{f^2} = 4.0 \log_{10} \frac{D}{\epsilon} + 2.28$$

4.- para el flujo de transición:



$$\frac{1}{f^{\frac{1}{2}}} = 4.0 \log_{10} \frac{D}{s} + 2.28 - 4.0 \log_{10} \left(4.67 \frac{D/s}{N_{Re} f^{\frac{1}{2}}} + 1 \right)$$

5.- Para flujo turbulento, en el rango del N_{Re} entre 5,000 y 200,000:

$$f = \frac{0.184}{N_{Re}^{0.2}}$$

6.- Para flujo turbulento, que es más exacta y válida en un rango más amplio, para N_{Re} entre 3,000 y 3,000,000 es:

$$f = 0.00560 + \frac{0.5}{N_{Re}^{0.32}}$$

7.- otras ecuaciones empíricas frecuentemente usadas en la literatura química para el flujo turbulento son:

$$f = 0.079 (N_{Re})^{-\frac{1}{4}}$$

$$f = 0.046 (N_{Re})^{-\frac{1}{5}}$$



CAPITULO II

FUNDAMENTOS

TEORICOS



2.1. LA FORMULA DE DARCY – WEISBACH Y EL FACTOR DE FRICCIÓN

La base del cálculo hidráulico de los tubos a presión radica en la evaluación de las pérdidas de energía o sea, del término H_f . Como se dijo en su oportunidad, esta cantidad se compone a su vez de dos términos: las pérdidas por fricción h_f y las pérdidas locales o por accesorios h_a .

El flujo en tubos a presión en régimen permanente es un problema que admite varias hipótesis simplificadoras; a pesar de esto, la obtención de las fórmulas para evaluar la pérdida h_f no es sencilla y en general, requiere del apoyo del método experimental. Los procedimientos de cálculo empleados actualmente se basan en los resultados de numerosas mediciones realizadas por investigadores e ingenieros.

En los problemas físicos, el camino más adecuado para organizar y optimizar el trabajo experimental comienza por la aplicación de la teoría de semejanza y el análisis dimensional.

El primer paso consiste en plantear el fenómeno que va estudiarse. En este caso, supóngase un tramo de tubería circular recta (Figura 5), de longitud L y de diámetro D , por la cual fluye un gasto permanente Q ; el líquido es incompresible y tanto sus propiedades como las del material que construye la tubería son también datos del problema. A continuación, es preciso identificar las variables físicas que gobiernan el fenómeno; esta es una tarea no siempre sencilla y no existe una regla que pueda proporcionar dichas variables directamente, pero debe cuidarse que sean suficientes y que no dependen entre sí a través de una relación conocida; por ejemplo, el gasto Q , el diámetro D y la velocidad media U no podría integrar la misma lista de variables, ya que cualquiera de ellas es función de las otras dos por la ley de la continuidad. También es claro que una de las variables debe ser la que se está investigando, en este caso, las pérdidas de energía por fricción h_f . Las demás pueden clasificarse de la siguiente manera: las características geométricas de una tubería (el diámetro D y la longitud L), las variables cinemáticas del flujo (la velocidad media U) y ciertas propiedades del líquido y de la tubería. El caso

del líquido, intervendrá la densidad ρ y la viscosidad μ , ya que esta está íntimamente relacionada con la fricción entre partículas; en cuanto al tubo propiamente dicho, la propiedad que interesa es la rugosidad o asperea superficial; es indudable que el rozamiento entre líquido y el contorno sólido también influye en la resistencia al flujo.

La rugosidad si se observa al microscopio el corte de la superficie interior de un tubo, éste tendrá un aspecto irregular, parecido a un paisaje montañoso en miniatura (figura 6.a) no es fácil encontrar una medida de que representa esa aspereza, así que por el momento se supondrá que está trabajando con un tubo de rugosidad uniforme y uniformemente distribuida sobre la superficie

(Figura 6.b) cuya altura ϵ es el valor representativo.

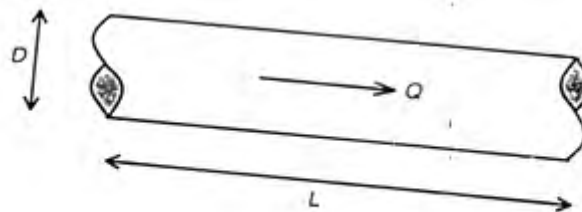


FIGURA 5. Análisis dimensional de un tramo recto de tubería

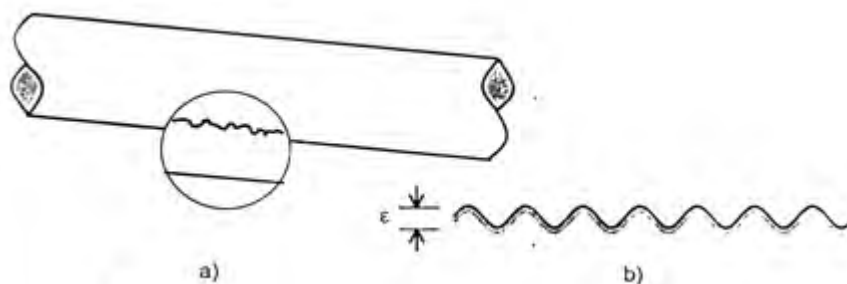


Figura 6. a) corte del tubo visto al microscopio en el que se ve la rugosidad, b) Rugosidad uniforme



Figura 5,6 Guaycochea G. Darío. "Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción"

Resumiendo la lista de variables será la siguiente:

$$h_f, D, L, \rho, \mu, \varepsilon.$$

Se harán todavía algunas modificaciones. Por un lado, recuérdese que la pérdida es proporcional a la longitud, por lo tanto, no es necesario que ambas variables figuren en la lista: bastara con una sola que lógicamente, será la pérdida de energía unitaria S_f .

$$S_f = h_f / L$$

Esta cantidad es adimensional, ya que tanto h_f como L se mide en unidades de longitud, Una forma de transformarla es una variable de dimensiones, es multiplicarla por el peso específico γ , si se recuerda que h_f es una energía por unidad de peso, entonces la cantidad resultante γS_f , será una energía por unidad de volumen de fluido y de longitud de tubería. La lista definitiva de variables será entonces:

$$\gamma S_f, D, U, \rho, \mu, \varepsilon$$

El teorema de Buckingham dice que si existe una relación funcional entre estas variables, también existe otra relación entre el número menor de parámetros o números adimensionales los cuales resultan de combinaciones monómicas de aquéllas. El número de parámetros es generalmente igual al número de variables (en esta caso seis), menos el número de variables físicas fundamentales intervinientes ; para este problema, dicha magnitudes fundamentales son tres: longitud, tiempo y masa, ya que todas ellas forman parte de una o más de las variables de la lista (simplemente, en la viscosidad están presentes las tres: $\mu = M/L\theta$). De manera que previsiblemente, se obtendrán tres números adimensionales. A continuación se presenta el procedimiento de obtención de la fórmula de Darcy-Weisbach por el Teorema de Buckingham;



$$\pi_3 = \frac{g}{D}$$

Lo grupos adimensionales resultantes son:

$$\frac{\gamma S_f D}{U^2 \rho}, \quad \frac{U D \rho}{\mu}, \quad \frac{g}{D}$$

De ellos, el segundo tiene nombre propio, se llama Número de Reynolds de la tubería y como se verá a continuación, es igual a la velocidad media en la tubería por el diámetro y dividido por la viscosidad cinemática del líquido

(ésta es una propiedad que se define como μ/ρ).

$$R_e = \frac{U D \rho}{\mu} = \frac{UD}{\mu/\rho} = \frac{UD}{\nu}$$

El tercer parámetro, $\frac{g}{D}$ recibe el nombre de rugosidad relativa.

De acuerdo al Teorema de Buckingham, existirá una relación funcional que vincule a los tres números por lo tanto, cualquiera de ellos puede expresarse en función de los otros dos,

$$\frac{\gamma S_f D}{U^2 \rho} = f_1(R_e, g/D)$$

A continuación se procurará despejar la pérdida, recordando que que $\frac{\gamma}{\rho} = g$, se obtiene:

$$S_f = \frac{h_f}{L}$$

$$\frac{g h_f}{U^2 L} = f_1(R_e, g/D)$$

$$h_f = f_1(R_e, g/D) \frac{L}{D} \frac{U^2}{g}$$

Si el segundo miembro se multiplica y se divide por 2, aparecerá la energía cinética.

$$h_f = 2f_1(R_e, g/D) \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g}$$



A la cantidad $2 f_1 (Re, \epsilon/D)$ que, en definitiva, también es una función del

Número de Reynolds y la rugosidad relativa, se llama factor de fricción f .

$$f = 2f_1(Re, \epsilon/D) = f_2(Re, \epsilon/D)$$

La ecuación entonces se escribirá

$$h_f = f \frac{LU^2}{D 2g}$$

Esta fórmula tiene nombre propio, se llama ecuación de Darcy-Weisbach y como puede observarse, cumple con el objetivo de evaluar la pérdida h_f para ello, es preciso primero, conocer el factor de fricción. De acuerdo con lo que propone el análisis dimensional, esto debe hacerse experimentalmente, deben realizarse numerosas mediciones a fin de obtener la relación entre el factor de fricción y los dos parámetros de los cuales dependen. La naturaleza de los flujos a presión y se verá que en algunos casos el factor de fricción puede obtenerse en forma analítica y en otro en forma semiempírica.

2.2. REGIMENES DE FLUJO

Se comentarán dos experiencias clásicas que resultan muy reveladoras del comportamiento de los flujos reales.

La primera, es la Experiencia de Hagen figura (7).

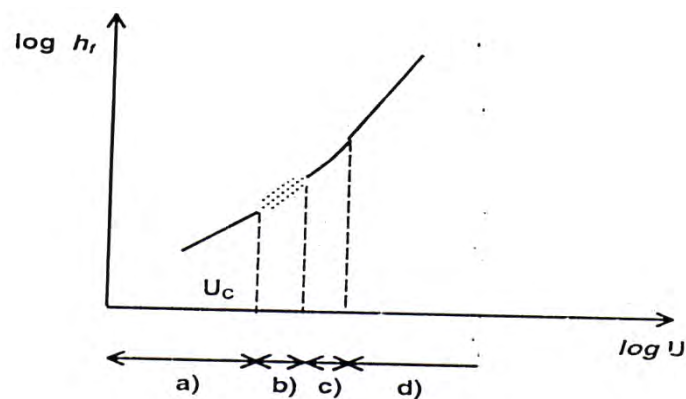


Figura 7. Experiencia de Hagen

Hagen midió las pérdidas primarias en un tubo circular con flujo permanente y uniforme, y encontró que:

- a) Para flujo muy lento, la pérdida h_f es proporcional a la velocidad media U . En la gráfica esto se representa con una recta de pendiente igual a uno, dado que se trata de un diagrama de tipo doble logarítmico; en efecto, si



$$h_f = k u \quad (k \text{ es una constante})$$

Entonces:

$$\text{Log } h_f = \text{log } k + \text{log } u$$

Que es una ecuación de tipo $y = a + x$

- b) Para velocidades algo mayores, la correlación entre ambas variables empeora, como se observa en la nube de puntos de la figura.

Figura 7. Guaycochea G. Darío. "Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción"

- c) Para velocidades altas, la pérdida se hace proporcional a la velocidad elevada a un exponente próximo a 2.
- d) Para velocidades muy altas, la pérdida es proporcional al cuadrado de la velocidad (recta de pendiente igual a 2 en la parte derecha del diagrama)

En la figura (7) se pueden observar, también los regímenes laminar y turbulento. A partir de ciertos valores de velocidad media. El flujo deja de ser laminar para transformarse en turbulento; esa velocidad crítica es variable según el tamaño de la tubería y el tipo de fluido, pero Reynolds encontró que cumple con la relación:

$$U_c = k \frac{v}{D}$$

Donde k es un coeficiente adimensional; despejándolo de la fórmula resulta:



$$k = \frac{U_c D}{\nu}$$

Si se compara esta formula con la de Reynolds se puede observar que k es un valor especial del numero de Reynolds. Llamado Número de Reynolds crítico Re_c .

$$k = Re_c = \frac{U_c D}{\nu}$$

2.3. FLUJO LAMINAR

Debido a su carácter ordenado y de trayectorias paralelas, el flujo laminar en tuberías se apega estrictamente a las hipótesis simplificativas hechas hasta el momento. En particular, se destacarán dos de ellas: la de flujo unidimensional se cumple rigurosamente ya que las partículas nunca se aparten de su trayectoria recta y paralela al eje de la tubería y la del flujo permanente se verifica, ya que en cualquier punto del campo de flujo la velocidad permanecerá constante. Para analizar el problema se supondrá un segmento de tubo circular recto, como el de la figura 8

$$\tau = \gamma \frac{h_f}{L} \frac{r}{2} \quad (2.1)$$

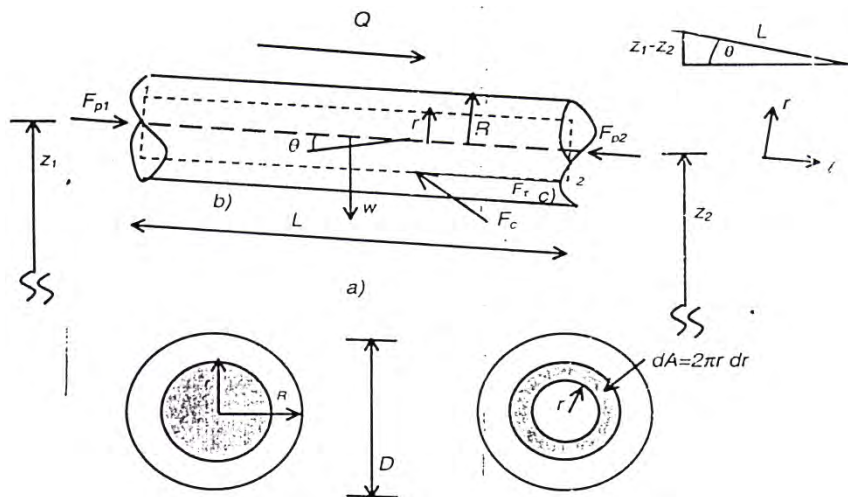


FIGURA 8. Análisis del flujo laminar en tuberías, a) Corte longitudinal, b) Corte transversal (el volumen de control corresponde a la parte rayada).c) Diferencial del área anular.

Esta expresión se combinará con la ecuación de Newton de viscosidad la cual puede aplicarse perfectamente al caso porque en flujo laminar las trayectorias son efectivamente rectas y paralelas y por lo tanto debe verificarse que:

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dr} \dots\dots\dots(2.2)$$



Figura 8. Guaycochea G. Darío. "Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción"

En este caso se escribe $-dv$ porque precisamente r es la coordenada normal al flujo. El signo menos corresponde a un criterio que debe observarse siempre que se plantea una ecuación diferencial y es que conforme crece la variedad r disminuye V ya que esta es máxima en el centro decrece hacia los bordes. Igualando la ecuación (2.1) con la ecuación (2.2) y separando variables:

$$-dv = \frac{h_f \gamma}{2L\mu} r dr \dots\dots\dots(2.3)$$

Esta ecuación es fácilmente integrable. Los límites serán los siguientes: para el radio se integrará entre r (un radio genérico) y para la velocidad entre V (una velocidad genérica correspondiente al nivel r) y cero que es la velocidad en el contacto entre el líquido y la tubería; esto último responde al llamado principio de Meier, que dice que todas las partículas fluida en contacto con un borde sólido permanece en reposo a él y se fundamenta en las leyes de atracción molecular.

$$-\int_V^0 dV = \frac{h_f \gamma}{2L\mu} \int_r^R r dr$$

$$V = \frac{h_f \gamma}{(4L\mu)(R^2 - r^2)} \dots\dots\dots (2.4)$$

Esta última ecuación expresa la ley de variación de velocidades en una tubería en régimen laminar sea la función $V(r)$; como puede observarse, ésta es

parabólica; la velocidad se hace en los bordes donde $r = R$ y es máxima en el eje donde $r = 0$

$$V_{max} = \frac{h_f \gamma R^2}{4L\mu}$$

O bien, reemplazando $R = D/2$

$$V_{max} = \frac{1}{16} \frac{h_f \gamma}{L\mu} D^2 \dots\dots\dots (2.5)$$

En la figura (9) se observa el perfil de velocidad y en la 9.b se presenta la misma distribución de velocidades pero en tres dimensiones, su forma es la de una parábola de revolución. Si se integra la velocidad a lo largo del área transversal del tubo, se obtendrá el gasto.

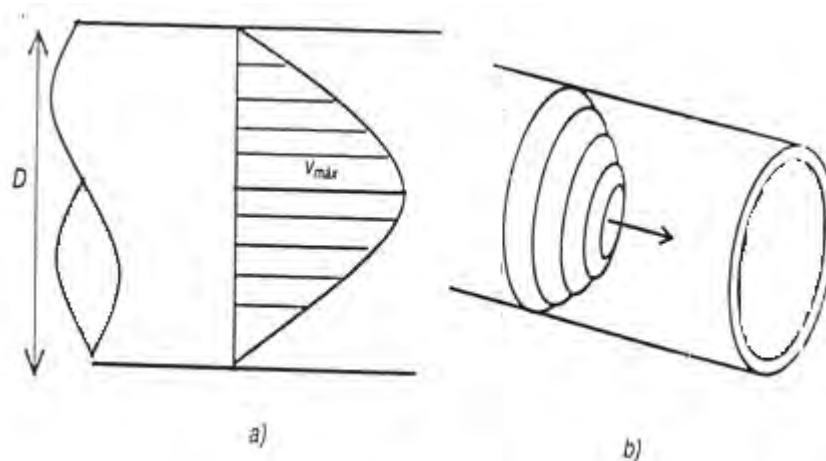


Figura 9. Distribución de velocidades en flujo laminar en un tubo a presión:
a) Perfil, b) Perspectiva.

$$Q = \int_A V dA$$

Introduciendo la ecuación (2.4)

$$Q = \frac{h_f \gamma}{4L\mu} \int_A (R^2 - r^2) dA$$

Aquí convendrá elegir un dA anular de radio r y ancho dr , con lo cual los límites de integración serán $r = 0$ (eje del tubo) y $r = R$ (borde):

$$Q = \frac{h_f \gamma}{4L\mu} \int_0^R (R^2 - r^2) 2\pi r dr$$



Integrando resulta:

$$Q = \frac{\pi h_f \gamma}{8 L \mu} R^4$$

O bien, recordando que $R = \frac{D}{2}$

$$Q = \frac{\pi h_f \gamma}{128 L \mu} D^4 \dots\dots\dots (2.6)$$

Figura 9. Guaycochea G. Darío. "Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción"

Para obtener la velocidad media debe dividirse el gasto por el área:

$$U = \frac{Q}{A} = \frac{\pi/128 \frac{h_f \gamma}{L \mu} D^4}{\pi D^2/4} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$U = \frac{1}{32} \frac{h_f \gamma}{L \mu} D^2$$

Si se compara esta ecuación con la ecuación (5) se aprecia que:

$$U = \frac{1}{2} V_{\max} \square \dots\dots\dots (2.8)$$

Pero en definitiva, la fórmula más interesante es la ecuación 7 si de ella se despeja la pérdida h_f

$$h_f = \frac{32 \mu U L}{\gamma D^2} \dots\dots\dots (2.9)$$

Esta es la Ecuación de Hagen-Poiseulle y como se aprecia, cumple uno de los principales objetivos el de evaluar la pérdida h_f en función de las variables geométricas (D,L) y cinemáticas (U) del flujo así como de las propiedades del líquido (μ, γ). Puede observarse también que esta ecuación es coherente con la experiencia de Hagen la cual, la pérdida es proporcional a la velocidad



cuando el flujo es laminar. La expresión (2.6) también es otra forma práctica de esta ecuación si de ella se despeja la pérdida se obtiene:

$$h_f = \frac{128\mu QL}{\pi\gamma D^4} \cong 40.7 \frac{\mu QL}{\gamma D^4} \dots\dots\dots(2.10)$$

Esta fórmula servirá para calcular la pérdida cuando se conozca el gasto sin calcular previamente la velocidad media; pero además pone de manifiesto algo muy importante, que es la sensibilidad de la pérdida con el diámetro; puede verse que h_f , es inversamente proporcional a la cuarta potencia de D; de manera que si a igualdad de gasto, el diámetro se reduce a la mitad, por ejemplo, la pérdida aumenta 16 veces.

Si se recuerda que la viscosidad cinemática es $\nu = \mu/\rho$ y que el peso específico es $\gamma = \rho g$, las ecuaciones 2.9 y 2.10 también podrá expresarse en las formas siguientes:

$$h_f = \frac{32\nu UL}{gD^2} \dots\dots\dots(2.11)$$

$$h_f = \frac{128\nu QL}{\pi gD^4} \dots\dots\dots (2.12)$$

Naturalmente que la ecuación de Hagen – Poiseulle debe ser coherente con la formula de Darcy-Weisbach, en la ecuación (2.11) se multiplica y divide por 2U:

$$h_f = \frac{64U\nu UL}{2UgD^2}$$

Simplificando y reagrupando las variables:

$$h_f = 64 \frac{\nu LU^2}{UD^2g}$$

Pero $\frac{\nu}{UD} = \frac{1}{Re}$ por lo tanto:

$$h_f = \frac{64 LU^2}{ReD^2g}$$

Si se compara esta expresión con la ecuación $h_f = f \frac{LU^2}{D^2g}$



$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{Régimen laminar})$$

El factor de fricción es función del Número de Reynolds y la rugosidad relativa, en este caso sólo del Número de Reynolds; en flujo laminar la rugosidad no tiene influencia en la resistencia al flujo; la disipación de energía se debe al rozamiento de las partículas líquidas entre sí y es función directa de la viscosidad.

2.4. FLUJO TURBULENTO

Cuando una corriente viscosa se vuelve inestable, los remolinos resultantes se propagan con rapidez por todo el flujo. El resultado es un movimiento complejo, en la cual la velocidad varía constantemente en el tiempo. Este fenómeno se conoce como turbulencia y sus principales efectos son los que se describen a continuación.

Las trayectorias líquidas son irregulares; una misma partícula puede ocupar distintos niveles dentro del flujo; esto es lo que facilita la mezcla y explica el resultado de la experiencia de Reynolds en la que un colorante se difunde a poca distancia de la boquilla. De igual manera que un colorante, la propia energía de las partículas se difunde con facilidad; las partículas con menos energía cinética, cercanas al borde se desplazan al centro por el efecto de la turbulencia y recíprocamente las del centro se trasladan al borde. Esto hace que la distribución de velocidades en el flujo turbulento sea más uniforme que en el laminar excepto en una franja pequeña cercana al borde en la que el gradiente de velocidades es muy fuerte; esto es lógico porque en los contornos el movimiento de los remolinos se reduce a un mínimo debido a la falta de

espacios y además debe cumplirse al principio Meier de velocidad nula en contactos con el sólido.

Debido a la mezcla, la fricción entre las partículas aumenta y por tanto se incrementa el grado de disipación de energía; esto se puede observar en la experiencia de Hagen; cuando el flujo se hace turbulento la pendiente de la curva pérdida – velocidad aumenta notablemente.

Si se mide la velocidad en un punto cualquiera del flujo, se observará que ésta es variable con respecto al tiempo; el registro será parecido al de la figura 3.b. Sin embargo, si el gasto es permanente, el valor de la velocidad oscilará alrededor de un promedio que se llama velocidad media temporal \bar{v} . Bazin demostró que si esa velocidad media se calcula para distintos intervalos de tiempo pero todos ellos mayores de dos minutos, entonces todos los promedios que se obtengan serán esencialmente iguales. De manera que la velocidad en un punto cualquiera de la corriente puede separarse en dos partes

(figura 10.c.) la velocidad media temporal \bar{v} , que es constante con el tiempo y

conserva la dirección general de la corriente y una componente turbulenta que es variable, aleatoria y que además puede asumir cualquiera de las direcciones del espacio.

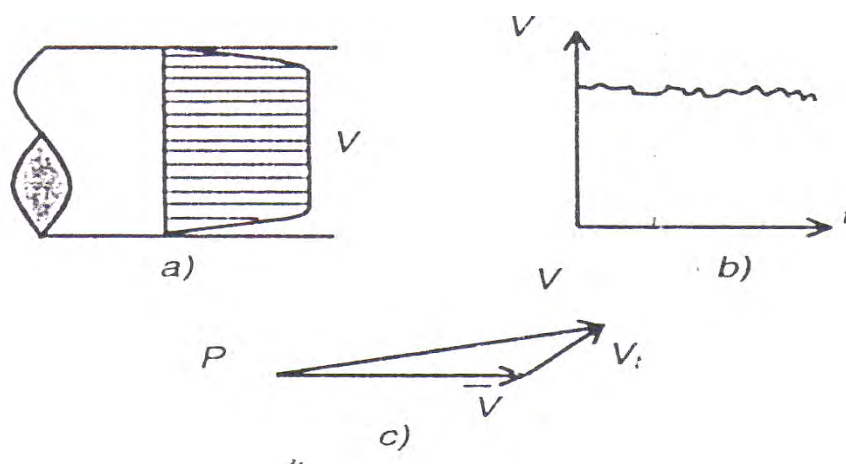


Figura 10. Flujo turbulento: a) Perfil de velocidades en un tubo a presión, b) Registro de la velocidad instantánea en un punto del campo de flujo en



función del tiempo, c) Descomposición de la velocidad instantánea V en una media temporal \bar{v} y una componente turbulento v

2.5 ECUACION DE COOLEBROOK Y WHITE

Los trabajos encaminados al estudio de la turbulencia y las resistencias en flujo turbulento ocupa buena parte del desarrollo de la mecánica de fluidos moderna. Fue el científico alemán Prandtl quien a principios de siglo, estableció las bases de la mecánica de fluidos moderna, al reconocer que la resistencia viscosa en los flujos turbulentos sólo tiene influencia apreciable en las inmediaciones del contorno sólido.

Sus seguidores Von Kármán y Nikuradse hicieron también por su parte, valiosos aportes; el primero al estudiar las características del flujo turbulento de las proximidades del contorno plano y el segundo al estudiar y cuantificar la resistencia al flujo en tuberías lisas y rugosas. Nikuradse trabajó con tuberías de rugosidad uniforme tubo lisos con granos de arena de tamaño clasificado. Figura 10. Guaycochea G. Darío. "Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción"

Coolebrook y White basándose en los trabajos de Nikuradse, hicieron un estudio similar pero esta vez en tuberías revestidas interiormente con granos de arena de tamaño variado, la rugosidad resultante no es uniforme sino dispareja, parecida a la que se observa en tuberías comerciales, que en definitiva es lo que interesa desde el punto de vista práctico. No es extraño entonces que la fórmula de Coolebrook y White, obtenida con rugosidad artificial, sea adecuada también para tuberías comerciales de rugosidad natural; así demuestran las experiencias realizadas por Freeman, Heywood y otros, con tubo de fierro fundido, acero galvanizado y acero soldado. Dicha fórmula que se incluye a continuación y es la que permite evaluar el factor de fricción f en flujo turbulento.



$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + 0.269 \frac{\epsilon}{D} \right) \dots\dots\dots(2.13)$$

2.6. DIAGRAMA DE MOODY

La fórmula de Coolebrook y White resulta algo complicado de manejar por que el factor de fricción aparece en ambos miembros. Hay algunas formulas aproximadas con el fin de que f aparezca completamente explícito. Una de ellas es la formula e Swameejain o de Churchill:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(0.27 \frac{\epsilon}{D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \dots\dots\dots(2.14)$$

(Valida para $10^{-6} < \epsilon/D < 10^{-2}$ y $5000 < Re < 10^8$) [2]

La formula de Altshul emplea una potencia en lugar de la función logarítmica:

$$f = 0.11 \left[\frac{\epsilon}{D} + \frac{68}{Re} \right]^{1/4} \dots\dots\dots(2.15)$$

El grado de aproximación de estas formulas es variable; en adelante se empleará la primera, cuyos resultados son precisos.

Otro recurso para resolver problemas prácticos sin la complejidad de manejar aquella fórmula analíticamente, es mediante una representación gráfica. Tal gráfica es el Diagrama de Moody o Diagrama universal para el cálculo de tuberías. Esta carta esta organizada de la siguiente manera: en el eje horizontal se representa el Número de Reynolds en escala logarítmica y dentro del plano, en trazo grueso, se representa una curva para cada valor de ϵ/D . Por último, en el eje vertical se representa el factor de fricción f , también en



escala logarítmica pero con periodo diferente al del eje horizontal. Para obtener el factor de fricción en un problema determinado basta encontrar el Número de Reynolds en eje horizontal, avanzar verticalmente hasta la curva de ϵ/D y finalmente en el eje de la derecha se le el valor de f . Este diagrama permite no sólo calcular tuberías en régimen turbulento, ya que nada impide incluir en la misma ecuación que evalúa el factor de fricción en régimen laminar; esta es la recta de pendiente negativa que se observa a la izquierda de la figura para número de Reynolds menores que 2,200.

2.7. EMPLEO DEL DIAGRAMA

El diagrama de Moody, asociado a la Ecuación de Darcy – Weisbach es la herramienta que finalmente viene a resolver el principio de la pérdida por fricción h_f . Ahora bien la pérdida no siempre es la incógnita sino que puede ser dato del problema, desconociéndose en cambio alguna otra variable; en cualquier caso, sin embargo, el diagrama y la formula mencionados serán útiles para obtener el resultado. A continuación se plantean los tres problemas típicos que pueden presentarse en el cálculo de una tubería y su resolución por medio de Diagrama de Moody. A continuación se presenta algunos ejemplos.

- A) La incógnita es la pérdida h_f y son datos: el gasto Q , el diámetro D , la longitud L , la viscosidad del líquido ν , y la rugosidad ϵ .

Es el caso de una tubería de dimensiones conocidas, por la cual circula un cierto caudal y para resolverlo deben seguirse los siguientes pasos:

- 1.-) Se calcula la velocidad media por la ley de continuidad $u = 4Q/\pi D^2$



2.-) Se calculan el Número de Reynolds $Re = uD/v$ y ε/D

3.-) Con estos dos parámetros se extrae el factor de fricción f del diagrama (o se calcula con la fórmula de Swamee – Jain si el flujo es turbulento o con la ecuación de Hagen- Poiseulle si es laminar.

4.-) Se calcula la pérdida con la fórmula de Darcy – Weisbach.

$$h_f = \frac{fLu^2}{D2g}$$

B) La incógnita es el gasto Q y los datos son : h_f , D , L , v y ε . Este

problema podría llamarse verificación de la capacidad de descarga, conociendo la pérdida y las características de la tubería. Aquí el problema se complica un poco, porque si se desconoce el gasto no podrá conocerse la velocidad media ni tampoco el número de Reynolds y este parámetro es necesario para obtener el factor de fricción del diagrama de manera que debe seguirse un procedimiento iterativo:

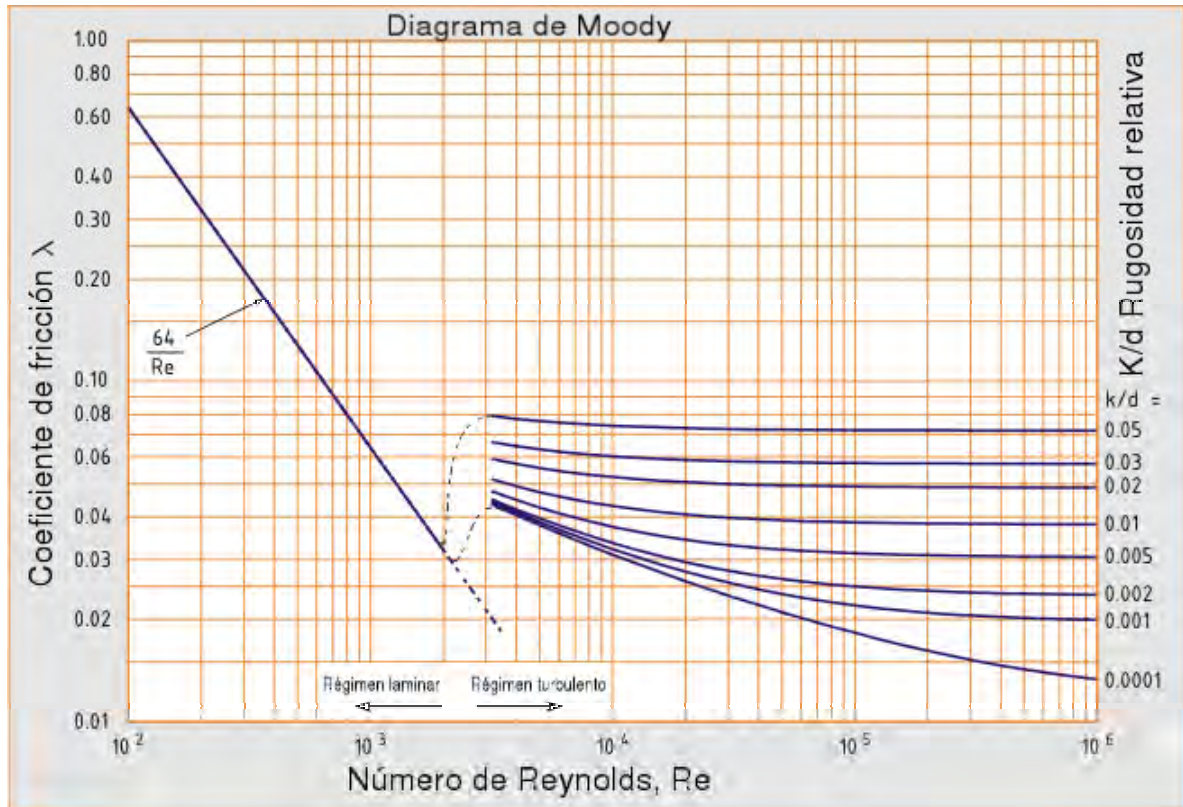


FIGURA 11. Diagrama de Moody

2.8. MANOMETROS

Puesto que la mayoría de los medidores de flujo tienden a originar una diferencia de presión a través de la sección donde se toma la medida, se pueden emplear algunos dispositivos muy sencillos y fáciles de usar para medir la presión e indicar esta diferencia. Uno de estos instrumentos más simple para medir la presión es el manómetro de tubo en forma de “U”.

Si llenamos un ducto con un fluido incompresible sin que haya flujo, la ecuación de energía puede escribirse en forma siguiente

$$\Delta z \frac{\rho}{\rho_c} + V(P_2 - P_1) = 0 \dots\dots\dots(2.16)$$

O bien

$$\Delta P = - \frac{\Delta z \rho}{V \rho_c} = - \rho \Delta z \frac{\rho}{\rho_c} = \rho(z_1 - z_2) \frac{\rho}{\rho_c} \dots\dots\dots(2.17)$$

En esta forma la diferencia de presión puede ser expresada en términos de la altura de una columna vertical de fluido de densidad ρ .

La Ec. 2.17 puede ser aplicada al manómetro de tubo en forma de U. Este instrumento se muestra esquemáticamente en la Fig. 12 . El fluido H no puede ser idéntico a, ni miscible con el fluido que fluye como se muestra en la figura y otras veces es deseable usar un fluido más pesado que el fluido que fluye, como se muestra en la figura y otras veces más ligero, en cuyo caso el tubo en U se invierte. En la Fig.12, es deseable medir la diferencia entre P_1 y P_2 . La diferencia de presión puede ser relacionada a la diferencia en altura entre los puntos a y c, recibiendo el nombre lectura manométrica R.

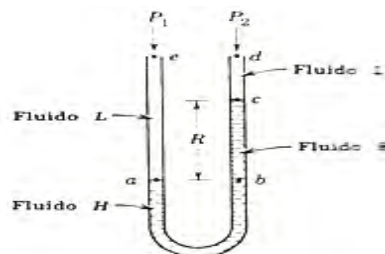


FIGURA 12.



La presión en el punto b, puede ser determinada por la Ec. 2.17; esto es

$$P_b = P_2 + (z_d - z_c)\rho_L + (z_c - z_b)\rho_H \dots\dots\dots(2.18)$$

Puesto que el punto b es estacionario la presión indicada en la Ec.2.18 deberá ser balanceada por una presión que actúa sobre dicho punto en una dirección opuesta. O bien

$$P_b = P_1 + (z_e - z_a)\rho_L \dots\dots\dots(2.19)$$

Igualando los valores de P_b determinados en la Ecs. 2.18 y 2.19 obtenemos

$$P_2 + (z_d - z_c)\rho_L + (z_c - z_b)\rho_H = P_1 + (z_e - z_a)\rho_L \dots\dots\dots(2.20)$$

Pero $z_e = z_d$ y $z_a = z_b$; por consiguiente,

$$P_2 - P_1 = [(z_e - z_a) - (z_d - z_c)]\rho_L - \rho_H(z_c - z_b)$$

$$P_2 - P_1 = (z_c - z_a)\rho_L - (z_c - z_a)\rho_H$$

O bien,

$$-\Delta P = P_1 - P_2 = (z_c - z_a)(\rho_H - \rho_L) \dots\dots\dots(2.21)$$

En la Ec.2.21, el término $z_c - z_a$ correspondería a la lectura del manómetro indicada en una escala apropiada. Este balanceo de fuerzas para determinar la lectura de diferencia de presión por un manómetro, es general. Puede usarse indiferentemente de la orientación del manómetro, la presencia de fluidos intermedios o cualquier otra variación en el diseño del manómetro.

FIGURA 12. Alan S. Foust. "principios de operaciones unitarias" Pág. 560

2.9. MEDIDORES DE AREA

Un medidor de área, por otra parte, es aquel en el cual la pérdida de presión es constante y la lectura depende de la variación del área de flujo. La corriente de fluido pasa a través de un obstáculo que se acomoda a sí mismo al flujo, en tal forma que se mantiene una diferencia de presión constante. El medidor más importante en esta clasificación es el rotámetro.

El rotámetro Fig.14 consiste en un flotador con libertad para moverse dentro de un tubo de vidrio vertical cerrado. El fluido entra en el fondo del tubo y al fluir hacia arriba ejerce una fuerza sobre el fondo del flotador. Cuando la fuerza hacia arriba sobre el flotador es igual a la fuerza gravitacional que actúa hacia abajo sobre el mismo, éste se detiene en algún punto dentro del tubo. El área disponible para el flujo, es el anillo entre las paredes del tubo y el flotador. La caída constante de presión depende de dos factores: el cambio en la energía cinética y fricción del fluido. La fricción de la forma es más significativa en este caso. Los flotadores pueden ser diseñados de tal manera que la fricción de la forma resulte o no, un factor significativo.

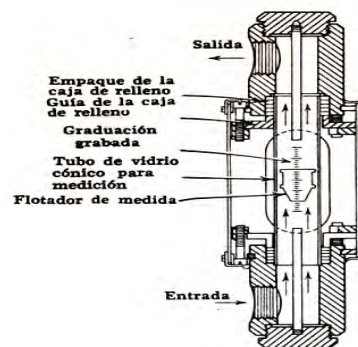


FIGURA 13. Diagrama seccional de un rotámetro

FIGURA 13. Alan S. Foust. "principios de operaciones unitarias" Pág. 566

La Fig. 13 muestra esquemáticamente un rotámetro con su flotador en posición estable. En estas condiciones, las fuerzas actúan sobre el flotador deben balancearse puesto que no sirve una fuerza neta que mueva el flotador. Las

fuerzas presentes son: la fuerza de gravedad (F_G) que actúa hacia abajo sobre el flotador; el empuje hacia arriba del fluido sobre el flotador (F_B) y una fuerza de resistencia al movimiento (F_D) resultante de la fricción de la forma y de la superficie del flujo alrededor del flotador. Por tanto, en el estado estable,

$$F_D = F_G - F_B = V_f \rho_f \frac{g}{g_c} - V_f \rho \frac{g}{g_c} = \frac{V_f (\rho_f - \rho) g}{g_c} \dots\dots\dots 2.22$$

Donde V_f = volumen del flotador

ρ_f = densidad del flotador

ρ = densidad del fluido

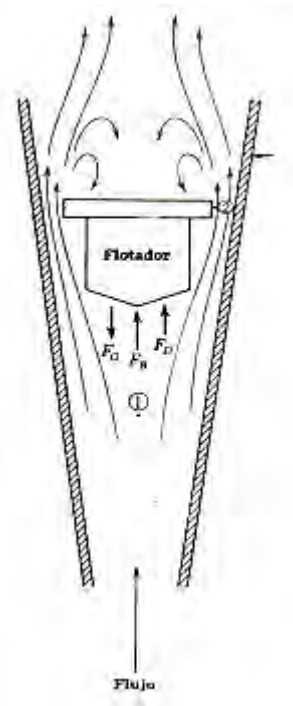


FIGURA. 14 Representación esquemática de un rotámetro

FIGURA 14. Alan S. Foust. "principios de operaciones unitarias" Pág. 566



CAPITULO III

PROCESO DE DISEÑO Y

MONTAJE DEL EQUIPO



3.1. TUBERIAS DE PVC

El tubo de PVC es usado en aplicaciones donde se utilizan sustancias muy corrosivas que involucran ácidos, bases, soluciones de sal, alcoholes, y muchas clases de productos químicos. PVC también es usado en campos petroleros porque puede llevar aceite de crudo sulfuroso al que PVC está químicamente inerte y por su complejión de parafina es mínimo sobre las superficies de interior del tubo. Las otras aplicaciones incluyen la trasportación de agua salada en campos petroleros y gas el servicio de transmisión. PVC manejará la mayoría de los químicos hasta 150 F. otras aplicación incluyen el llevar por tuberías del agua fría en plantas industriales porque PVC no es toxico y no dará el olor o el sabor al agua, tanto como el tubo de abertura para el retiro de emanaciones de ácido y gases corrosiva de plantas industriales.

El tubo de PVC y accesorio no experimentan poco o nada de deterioro físico pero si se exponen a la luz del sol directa: la luz del sol causa el deterioro a algunos otros materiales tubería plásticos. De la misma manera que materiales de otros plásticos, PVC no causará chispas ser golpeado. PVC es seguro usar alrededor de explosivos o vapores inflamables, y no respalda la combustión. También los contaminantes del agua no aumentan sobre las paredes del tubo de PVC o accesorio.

**3.2. LISTA DEL MATERIA**

MATERIAL	TAMAÑO	CANTIDAD
TUBO	½	6m
TUBO	¾	6m
TUBO	1	6m
TUBO	1 ¼	6m
TUBO	1 ½	6m
TUBO	2	6m
VALVULA DE BOLA	½	4
VALVULA DE BOLA	¾	2
VALVULA DE BOLA	1	5
VALVULA DE BOLA	1 ¼	2
VALVULA DE BOLA	1 ½	5
VALVULA DE BOLA	2	1
RECCION BUSHING	2X1/2	2
RECCION BUSHING	2X3/4	3
RECCION BUSHING	2X1	4
RECCION BUSHING	2X1 ¼	2
RECCION BUSHING	2X1 1/2	4
RECCION BUSHING	1 1/2X1	2
TUERCA UNION	½	2
TUERCA UNION	¾	8
TUERCA UNION	1	2
TUERCA UNION	1 ¼	2
TUERCA UNION	1 ½	1
VALVULAS DE COMPUERTA	¾	3
TES	2	12
TES	¾	4
TES	1	3
CODOS DE 90 ⁰	1	5
CODOS DE 90 ⁰	¾	9
CODOS DE 45 ⁰	1 1/2	2
YES	1 ½	2
ROTAMETRO	50GPM	1
ROTAMETRO	36GPM	1
ROTAMETRO	1GPM	1
BOMBA	1/3 HP	1
TANQUE DE ALMACENAMIENTO	100L	1
COPEL CON REDUCCION	¾X1/2	2
COPEL	¾	2
VALVULA DE BOLA	1/8	28
MANOMETRO DIGITAL		1



3.3 PROCESO DE DISEÑO, MONTAJE DE EQUIPO Y ACCESORIOS PARA SISTEMA DE TUBERIA.

El proceso de diseño, montaje de equipo y accesorios se describirá de acuerdo con los siguientes planos que se encuentran en el (anexo A). Todas las uniones de tuberías y accesorios se realizo con pegamento especial para PVC.

3.4. DESCRIPCION DEL PLANO No.1

1. En la Figura 15.A del plano No. 1 se unieron 6 TE de 2" con tubo de 2" con una separación de 1cm, lijando los costados que se unieron, con pegamento para PVC, quedando la parte central de las TES horizontalmente. En la Figura 15.B del plano No.1 se realizo el mismo procedimiento.
2. Ya unidas las TES de 2" en la Figura A y B, se colocaron reducciones en la parte central de las TE. En la Figura A se colocaron (2"x1/2", 2"x3/4", 2"x1", 2"x1 1/4", 2"x1 1/2").
3. En la Figura 16.B de igual manera que en la Figura 15.A se colocaron las reducciones, excepto en la ultima TE se colocó una reducción de 2"x1" (2"x1/2", 2"x3/4", 2"x1", 2"x1 1/4", 2"x1 1/2", 2"x1"), como se muestra en el plano No.1.
4. En la parte superior de la TE de la Figura 15.A se colocó una reducción de 2"x1/2", de igual manera en la Figura B, para colocar válvulas de venteo de 1/2"
5. En la Figura 15.A ya colocado las reducciones se precedió a colocar conectores de (1/2", 3/4", 1", 1 1/4", 1 1/2", 1 1/2") de acuerdo a la reducción, se acoplo con tubo de acuerdo a su tamaño sin dejar separación entre la reducción y el conector.
6. En la Figura 15.B de igual manera se unieron conectores de (1/2", 3/4", 1", 1 1/4", 1 1/2", 1"), el orden de colocación de los conectores fue como se muestra en el paréntesis, se acoplo con tubo de acuerdo a su tamaño sin dejar separación entre la reducción y el conector.

7. En la Figura 15.A del plano No.1 se procedió a colocar las válvulas de bola de PVC, el tamaño de las válvulas son de (1/2", 3/4", 1", 1 1/4", 1 1/2", 1 1/2") la válvula de 1/2" se unió con el conector de 1/2" y así sucesivamente, la válvula se acoplo con tubo de su mismo tamaño.
8. En la Figura 15.B se procedió a colocar las válvulas de bola de PVC, el tamaño de las válvulas son de (1/2", 3/4", 1", 1 1/4", 1 1/2", 1") la válvula de 1/2" se unió con el conector de 1/2" y así sucesivamente, la válvula se acoplo con tubo de su mismo tamaño.
9. En la Figura 15.A en la parte inferior de la última TE se colocó una reducción de 2"x3/4".
10. En la Figura 15.B en la parte inferior de la última TE se colocó una reducción de 2"x1".



FIGURA. 15 A



FIGURA.15 B

3.5. DESCRIPCION DEL PLANO No.2

De acuerdo al plano No. 2 se llevo acabo la unión del tramo recto de diferentes diámetros y la colocación de las válvulas bola de 1/8".

1. Se procedió a colocar el tramo recto de la tubería de 1/2" con una longitud de 3.30m el cual se unió con las válvulas de 1/2" de las Figuras 15 A y 15 B del plano No.1
2. En seguida se coloco el tramo recto de la tubería de 3/4" con una longitud de 3.30m el cual se unió con las válvulas de 3/4" de las Figuras 15 A y 15 B.
3. Después se coloco el tramo recto de la tubería de 1" con una longitud de 3.28m el cual se unió con las válvulas de 1" de las Figuras 15 A y 15 B.
4. Posteriormente se coloca el tramo recto de la tubería de 1 1/4" con una longitud de 3.24m el cual se unió con las válvulas de 1 1/4" de las Figuras 15 A y 15 B.
5. A continuación se procede a colocar el tramo recto de la tubería de 1 1/2" con una longitud de 3.20m el cual se unió con las válvulas de 1 1/2" de las Figuras 15 A y 15 B.
6. Por ultimo se colocaron las válvulas de 1/8" donde se tomaran las caídas de presión, la distancia entre cada válvula es de (1m) de distancia.

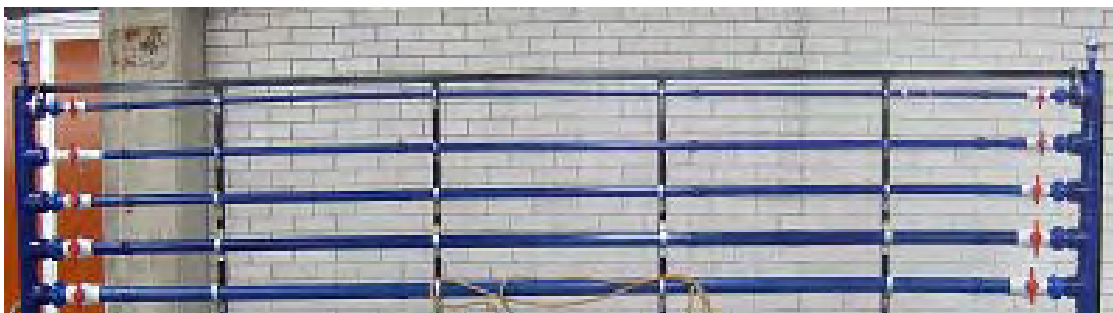


FIGURA. 16 Sistema de tuberías



3.6. DESCRIPCIÓN DEL PLANO No.3

1. En esta sección del plano se colocaron dos baipás para estudiar el comportamiento de las caídas de presión y una reducción de $1\frac{1}{2}$ "x1". En la sección antes de la reducción se colocó un baipás con accesorios de $1\frac{1}{2}$ " y después de la reducción se instaló un baipás con accesorios de 1".
2. Se instaló un tramo recto de 37cm y se unió a una válvula de $1\frac{1}{2}$ " de la Figura 15 A del plano No.1, del otro extremo del tramo recto se conectó una YE de $1\frac{1}{2}$ ", en el extremo de la YE se ensambló con un tramo recto de 17.5cm la cual se conectó con una válvula de $1\frac{1}{2}$ ", y del otro lado de la válvula un tramo recto de 20cm y el tramo recto a su vez con otra YE de $1\frac{1}{2}$ ", el cual va a dar la forma del primer baipás de $1\frac{1}{2}$ ".
3. En el primer ángulo de la YE se unió una válvula de globo de $1\frac{1}{2}$ " y del otro lado de la válvula se unió con un codo de 45° , después se unió un tramo recto de tubo de $1\frac{1}{2}$ " 16.5cm, y se unió a un codo de 45° del otro extremo del codo se acopló un tramo recto de 18.5cm, el cual se unió al segundo ángulo de la YE, en el extremo de la segunda YE se coloca un tramo recto de 56.5cm el cual se va a ensamblar a una reducción de $1\frac{1}{2}$ "x1", en esta parte se forma el primer baipás.
4. En la reducción del lado de 1" se unió un tramo recto de 64.5cm de 1", en el extremo del tramo recto se conectó una TE de 1". Y en la parte inferior de la TE se fijó una válvula de 1" después se acopló un codo de 90° siguiendo la continuación del codo se pegó un tramo recto de 21.5cm. En la parte posterior de la TE se adaptó

otra válvula de 1" y enseguida se colocó una TE, en la parte inferior de la segunda TE se unió un tramo recto de 21cm después del tramo recto se unió otro codo de 90° para unirse al tramo recto de 21.5cm para tener el segundo baipás.

5. En el lado posterior de la segunda TE se unió un tramo recto de 60cm el cual se conectó a una válvula de 1" y se adaptó a la válvula de 1" de la Figura B como se muestra en el plano No.1.

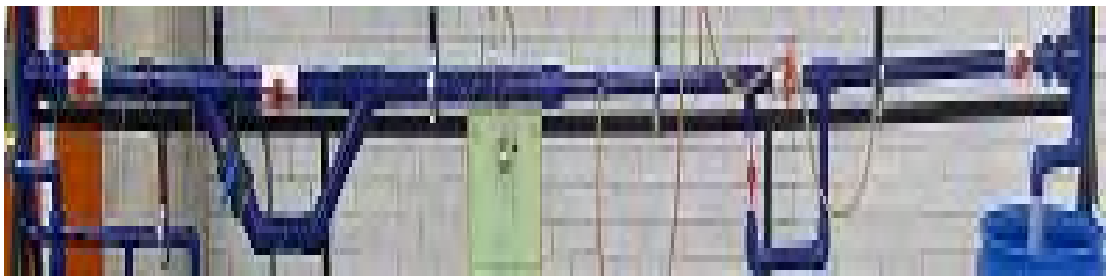


FIGURA. 17 Baipás con diferentes formas geométricas



3.7. DESCRIPCIÓN DEL PLANO No.4

En esta sección fue la colocación de los rotámetros

1. En el rotámetro de 50 GPM FI-01, se adaptaron dos tuerca unión de cuerda interna de 1 ½", se acoplaron dos reducción de 1 ½"x3/4" a cada una de las tuerca unión, después de a ver adaptado las reducciones se unieron dos conectores de ¾", del lado de la reducción de ¾", en el conector inferior se unió a una tuerca unión de ¾" con cuerda externa, del lado de la cuerda de la tuerca unión, se acoplo una válvula de compuerta de ¾" y en la parte posterior de la válvula se acoplo otra tuerca unión de ¾".
2. En el rotámetro de 10 GPM FI-02 se adaptaron dos tuerca unión con cuerda externa de ¾", se acoplaron dos conectores de ¾" a las tuercas unión, del lado del conector inferior se ensambló una tuerca unión de ¾", la cual se acoplo a una válvula de compuerta de ¾" en la parte posterior de la válvula se acoplo otra tuerca unión de 3/4".
3. En el rotámetro de 1 GPM FI-03 se adaptaron dos tuerca unión con cuerda externa de ½", después se acoplaron dos conectores de ½" del lado de la unión, se conectaron dos coplees con reducción de ½"x3/4", del lado de ½" del coplee se unieron con los conectores de ½". En el coplee inferior del lado de ¾" se unió una tuerca unión de ¾" con cuerda externa, se acoplo una válvula de compuerta de ¾" del lado de la cuerda de la tuerca unión. En la parte posterior de la válvula se adaptó otra tuerca unión.



FIGURA. 18 Rotámetros

3.8 DESCRIPCION DEL PLANO No.5

En este plano se observa los accesorios que van de la bomba (GA-01) al tanque de almacenamiento (TA-01).

1. En esta área de la succión de la bomba se colocó una tuerca unión con cuerda externa de 1", la cual fue adaptada a la bomba.



FIGURA 19. Área de succión y descarga de la bomba

2. Se unió un tramo recto de 28cm de tubería de 1", a la tuerca unión, del otro extremo del tramo recto se adaptó un conector de 1".
- 3.



FIGURA 20. Área de succión de la bomba

4. Del lado posterior del conector se unió un tramo recto de 47.5cm, en el extremo del tramo recto se conecto a una reducción de 2"x1", la cual posteriormente se había conectado a una válvula de bola de 2".



FIGURA 21. Válvula de bola 2"

5. En el extremo de la válvula se adaptó otra reducción de 2"x1".
6. Del lado posterior de la reducción se unió un tramo recto de 152cm de 1", la cual del otro extremo se unió con una TE de 1".



FIGURA 22. Tramo recto de tubería de 1"

7. En la TE de 1" en parte central se adaptó una válvula de bola de 1", en el extremo de la TE, se unió un tramo recto de 15cm de 1".



FIGURA 23. Válvula de 1"

8. En la parte posterior del tramo recto se unió un codo de 1", enseguida en la parte posterior del codo se adaptó un tramo recto de 10cm, en el extremo del tramo recto se acopló un conector de 1".



FIGURA 24. Codo unido a un conector de 1"

9. En la parte posterior del conector se unió un tramo recto de 10cm, en el extremo del tramo recto se acopló a una tuerca unión de 1 ½"x1" de cuerda externa, la cual se adaptó a una brida de tinaco la cual está unida al tanque de almacenamiento TA-01.

3.10 ROTAMETROS

Los rotámetros utilizados en este equipo son de marca BLUE-WHITE con una capacidad (50GPM, 10GPM, 1GPM). El cuerpo del rotámetro es de acrílico claro, los adaptadores de polipropileno con anillos de tensión de aluminio. Los rotámetros son instrumentos que nos permiten obtener las lecturas de flujo que se manejan en el sistema de tuberías.



FIGURA 26. Sistema de rotámetros

3.11 TANQUE

El tanque de almacenamiento que se utilizó en el equipo es de una capacidad 100lt de material de plástico, con alta capacidad de almacenamiento para que haya una recirculación suficiente en el equipo.



FIGURA 27. Tanque de almacenamiento

3.12 VALVULAS BOLA 1/8"

Estas válvulas son de marca FESTO, con cuerda externa en un costado, funciona como una válvula de paso, en el otro extremo de estas válvulas se tomarán las caídas de presión.



FIGURA 28. Válvula de bola de 1/8"

3.13 VALVULA DE BOLA DE PVC.

Las válvulas de bola, básicamente, son válvulas de macho modificadas. Las válvulas de plástico han permitido sustituir los asientos metálicos con los de plastómeros y elastómeros modernos. Estas válvulas se utilizan en forma principal para servicio de corte y no son satisfactorias para estrangulación. Son rápidas para operarlas, de mantenimiento fácil, no requiere lubricación, producen cierre hermético con baja torsión y su caída de presión es función del tamaño del orificio.

Estas válvulas no están limitadas a un fluido en particular. Se pueden emplear para vapor, agua, aceite, gas, aire, fluidos corrosivos, pastas agudas y materiales pulverizados secos.



FIGURA 29. Válvula de bola de PVC

3.14 VALVULA DE COMPUERTA

La válvula de compuerta supera en número a los otros tipos de válvulas en servicio en donde se requieren circulación ininterrumpida y poca caída de presión. Las válvulas de compuerta no se recomiendan para servicios de estrangulación, por que la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando restringen la circulación. Por otra parte su funcionamiento es adecuado para controlar los flujos cuando se manejan bajas presiones.



FIGURA 30. Válvula de compuerta $\frac{3}{4}$ "

3.15 MANOMETRO DE PRESION DIFERENCIAL

Es un comunicador de campo modelo 600T es una unidad alimentada por batería, diseñada para calibrar, configurar y resolver problemas del transmisor, ya sea, de manera remota o en la unidad. El acceso a los cambios en la base de datos esta protegida por un password. También contiene memoria permanente en la cual se pueden almacenar hasta 40 configuraciones diferentes. El link de comunicación entre el 600T o un sistema de configuración y el transmisor HART, se basan en la técnica estándar de cambio de frecuencia de claves (FSK) Bell 202. La información se transfiere usando señales digitales superpuestas en los cables (poder/señal). La energía promedio agregada al Lazo (Loop) es cero y los valores de lectura no alteran o interrumpen la señal 4-20mA. La señal del Loop debe tener una carga mínima de 250 ohm para la comunicación.

El acceso a los transmisores inteligentes por cualquier interface del transmisor remoto soportada por el protocolo de comunicación abierta HART®. El Software de instalación y la implementación, esta ahora disponible a través de un software para PC, por media de la línea de comunicación serial RS232. Los dispositivos de Instrumentación ABB se pueden transferir directamente desde una computadora personal hacia la memoria del configurador 600T. Una carga adecuada del paquete de Software se puede solicitar a Instrumentación ABB, operando bajo plataformas Windows.



FIGURA 31. Manómetro diferencial digital

3.16

ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL EQUIPO

El diseño de la estructura donde se fijo todo el equipo fue construido para que soportara todos los accesorios y equipos que se utilizaron en la construcción del sistema de tuberías para determinar las caídas de presión, la versatilidad que presenta esta estructura, es que cuenta con un sistema de llantas para poder mover todo el equipo en donde mas convenga realizar la experimentación. Las dimensiones de la estructura se encuentran en el anexo A de planos.

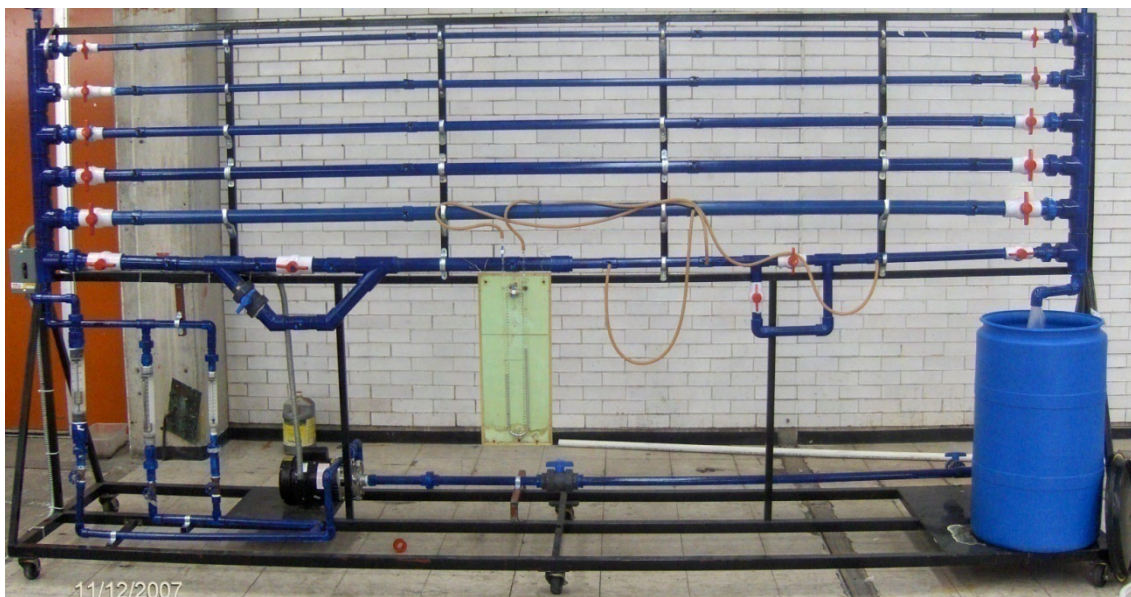


FIGURA. 32 Soporte del equipo.



CAPITULO IV

DATOS EXPERIMENTALES



4.1 ANALISIS DIMENSIONAL DE LA CAIDA DE PRESION

En este capítulo se considerará el fenómeno complejo del flujo de un fluido dentro de un tubo. A continuación se describe la siguiente función que nos describe las variables que interactúan.

$$(-\Delta P)g_c = (D, \bar{U}, \rho, \mu, L) \dots\dots\dots 4.1$$

Donde $(-\Delta P)$ = pérdida de presión debido a la fricción

g_c = constante de conversión fuerza-masa

D = factor geométrico, diámetro del tubo

\bar{U} = velocidad media

ρ = densidad del flujo

μ = viscosidad absoluta

L = factor geométrico, longitud del tubo

La ecuación 4.1, intervienen las variables significativas. A continuación se expresa cada una como una serie de potencias obteniendo.

$$(-\Delta P) = c_1 (D^a \bar{U}^b \rho^c \mu^d L^e) \dots\dots\dots 4.2$$

Donde a, b, c, d y e, son exponentes constantes. Las constantes en la Ec. 4.2 son sin dimensiones, por definición; así, para que sea dimensionalmente consistente, cada término en la serie deberá tener las mismas dimensiones que el término del lado izquierdo de la ecuación. Puesto que las dimensiones del primer término de la Ec. 4.2 necesitan ser consideradas para la homogeneidad dimensional.

$$(-\Delta P)g_c = c_1 (D^a \bar{U}^b \rho^c \mu^d L^e)$$

La única fuerza $(-\Delta P)$ es unidireccional. En este sistema simple, resulta evidente cierto conocimiento parcial de la naturaleza vectorial de la distancia, debido a que los dos términos, de longitud, se incluyen para longitudes



medidas en diferentes direcciones. La diferencia direccional de g_c es consistente con la naturaleza direccional de $(-\Delta P)$.

Para cada variable en la Ec. 4.2, la sustitución de las dimensiones apropiadas.

$$\frac{F}{L^2} \frac{ML}{\theta^2 F} = \frac{M}{L\theta^2} = c_1(L)^a \left(\frac{L}{\theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^2}\right)^c \left(\frac{M}{L\theta}\right)^d (L)^e \dots\dots 4.3$$

Esta es una ecuación formada de tres dimensiones. Para ser dimensionalmente consistente, la suma de los exponentes de cada dimensión deberá ser el mismo en ambos lados de la ecuación. Las tres dimensiones pueden ser separadas en ecuaciones M, L y θ y los exponentes en cada lado de la ecuación 4.3 puede ser igualados.

Suma de los exponentes para M:

$$1 = c + d$$

Suma de los exponentes para L:

$$-1 = a + b - 3c - d + e$$

Suma de los exponentes para θ :

$$-2 = -b - d$$

Ahora contamos con tres ecuaciones y cinco incógnitas, el sistema debe resolverse para tres de las incógnitas en términos de las otras dos. Resolviendo para a, b y c en términos de d y e obtenemos.

$$c = 1 - d$$

$$b = 2 - d$$

$$a = -d - e$$

La Ec. 4.2 puede escribirse sustituyendo a, b y c , por los correspondientes valores en términos de d y e previamente determinados.



$$(-\Delta P)g_c = c_1(D^{-d-s})(\rho^{2-d})(\mu^{1-d})(L^s) \dots\dots 4.4$$

Los términos pueden ser acumulados en grupos con los exponentes d, s y con exponentes unitarios.

$$\frac{(-\Delta P)g_c}{\rho^2} = c_1 \left(\frac{\mu}{D\rho} \right)^d \left(\frac{L}{D} \right)^s$$

O bien

$$\frac{(-\Delta P)g_c}{\rho^2} = c_1 \left(\frac{D\rho}{\mu} \right)^{-d} \left(\frac{L}{D} \right)^s \dots\dots 4.5$$

La evidencia experimental indica que, para una turbulencia completamente desarrollado $s = 1$; por consiguiente la Ec. 4.5

$$\frac{(-\Delta P)g_c}{\rho^2} = c_1 \left(\frac{D\rho}{\mu} \right)^{-d} \dots\dots 4.6$$

La Ec. 4.6 es la ecuación que relaciona el factor de fricción y el número de Reynolds

Las constantes de las ecuaciones pueden ser calculadas sólo a partir de datos experimentales. La ventaja del análisis dimensional, esta en la facilidad de relacionar los datos experimentales².



4.2 REGISTRO DE DATOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LA TUBERIA DE ½”:

Para verificar que el arreglo de tuberías proporciona los datos adecuados se procedió al registro de datos de la siguiente manera:

- a) Se tomaron 18 registros de caída de presión donde se fue variando el flujo de 10LPM hasta 50LPM en la tubería de ½”.
- b) Se fueron tomando las lecturas en la tubería ½”, por medio de las válvulas de 1/8” las cuales se conectaron al manómetro, a longitudes de tramo recto de, 1m, 2m y 3m, estudiando el comportamiento de la caída de presión.

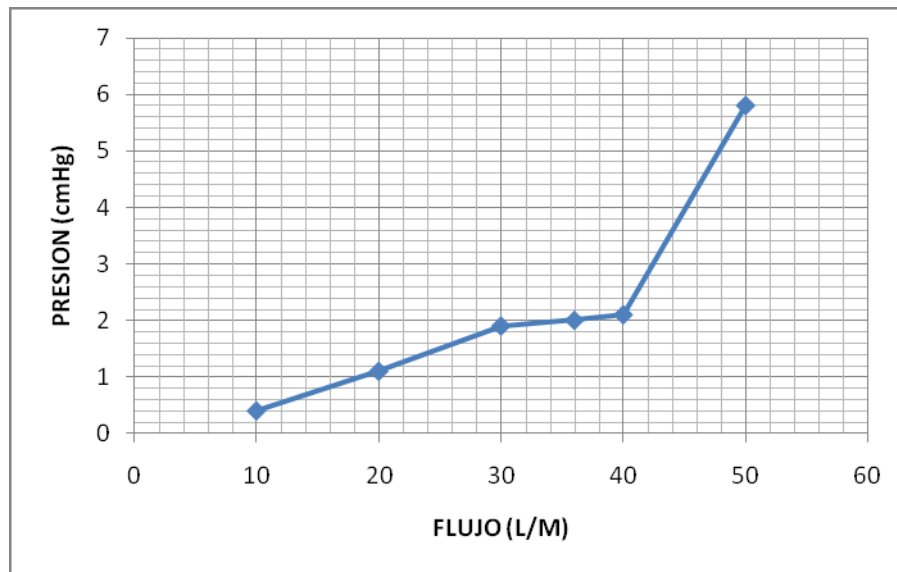
DATOS EXPERIMENTALES DE CAIDA DE PRESION TUBERIA DE ½”

A continuación se presentan en la tabla No.4.1 los datos de las caídas de presión variando el flujo y la longitud del tramo recto.

REGISTRO	FLUJO (L/m)	VELOCIDAD (m/seg.)	LONGITUD (TRAMO RECTO)	CAIDA DE PRESION (cmHg)
1.	50	5.5	1m	2.5
2	50	5.5	2m	5.8
3	50	5.5	3m	9.4
4	40	4.41	1m	1.6
5	40	4.41	2m	2.1
6	40	4.41	3m	6.9
7	36	3.96	1m	0.8
8	36	3.96	2m	2.0
9	36	3.96	3m	4
10	30	3.31	1m	0.5
11	30	3.31	2m	1.9
12	30	3.31	3m	3.2
13	20	2.21	1m	0.6
14	20	2.21	2m	1.1
15	20	2.21	3m	1.5
16	10	1.10	1m	0.2
17	10	1.10	2m	0.4
18	10	1.10	3m	0.5

TABLA No. 4.1

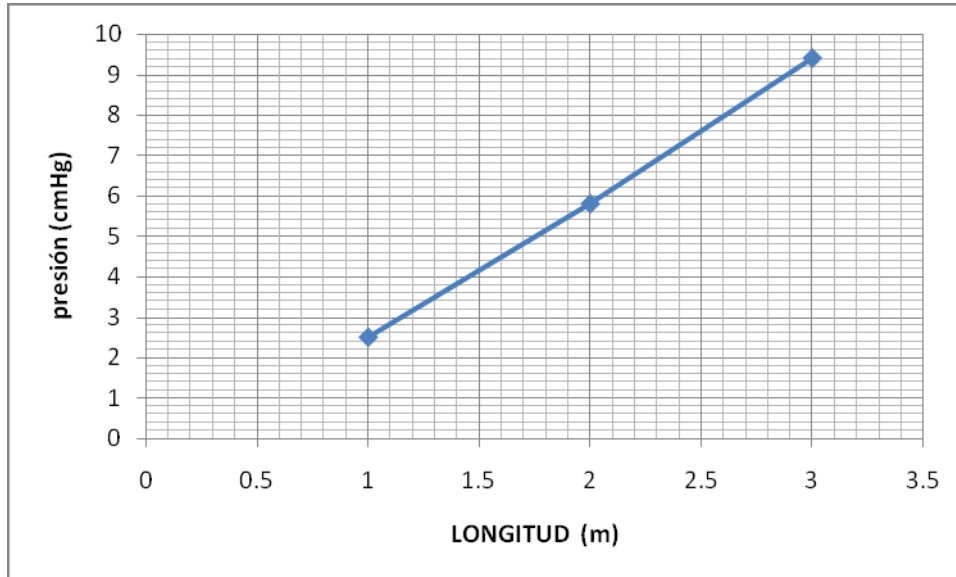
En esta grafica 4.1 se ve el efecto de la velocidad del agua sobre la caída de presión, a diámetro y longitud de tubería constante.



Grafica 4.1 P vs Q manteniendo constante $L=2\text{m}$, $D.=1/2''$

Para obtener esta grafica 4.1 se tomo la caída de presión a una longitud de tramo recto constante de 2m, y variando el flujo de 10LPM hasta 50LPM. En esta grafica se observa el comportamiento de la velocidad de agua sobre la caída de presión, y nos expresa que tiene una tendencia proporcional, conforme se va en aumento el flujo se va aumentando la caída de presión.

En la grafica 4.2 se ve el efecto de la longitud de la tubería sobre la caída de presión a una velocidad y diámetro constante.



Grafica 4.2 P vs L manteniendo constantes $Q=50\text{LPM}$ $D=1/2''$

Para obtener esta grafica 4.2 se fue variando la longitud de tramo recto, primero se tomo la caída de presión a 1m, después a 2m y finalmente a 3m, manteniendo el flujo constante de 50LPM y el diámetro de tubería. En esta grafica se observa la longitud del tramo recto contra la presión, y nos expresa, un comportamiento lineal ascendente, esto nos expresa que a medida que el tramo recto es mayor también la caída de presión.



4.3 REGISTRO DE DATOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LA TUBERIA DE $\frac{3}{4}$ ".

Para verificar que el arreglo de tuberías proporciona los datos adecuados se procedió al registro de datos de la siguiente manera:

- a) Se tomaron 18 registros de caída de presión donde se fue variando el flujo de 10LPM hasta 61LPM en la tubería de $\frac{3}{4}$ ".
- b) Se fueron tomando las lecturas en la tubería $\frac{3}{4}$ ", por medio de las válvulas de $\frac{1}{8}$ " las cuales se conectaron al manómetro, a longitudes de tramo recto de, 1m, 2m y 3m, estudiando el comportamiento de la caída de presión.

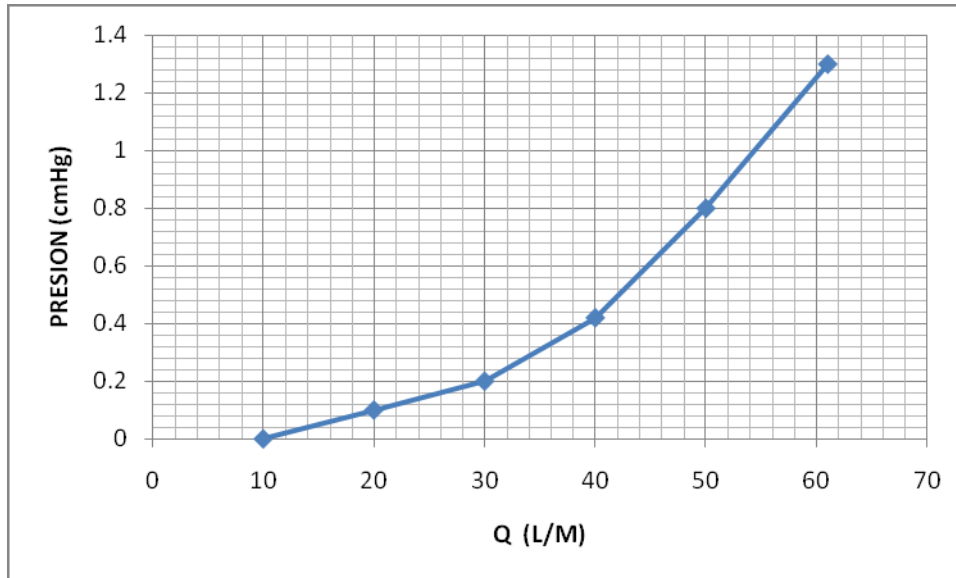
DATOS EXPERIMENTALES DE CAIDAS DE PRESION TUBERIA DE $\frac{3}{4}$ "

A continuación se presentan en la tabla No.4.2 los datos de las caídas de presión variando el flujo y la longitud del tramo recto.

REGISTRO	FLUJO (L/m)	VELOCIDAD (m/seg.)	LONGITUD (TRAMO RECTO)	CAIDA DE PRESION (cmHg)
1.	61	3.65	1m	1.3
2	61	3.65	2m	2.2
3	61	3.65	3m	4.2
4	50	2.9	1m	0.8
5	50	2.9	2m	1
6	50	2.9	3m	3.1
7	40	2.3	1m	0.42
8	40	2.3	2m	0.5
9	40	2.3	3m	2.3
10	30	1.79	1m	0.2
11	30	1.79	2m	0.35
12	30	1.79	3m	1.3
13	20	1.20	1m	0.1
14	20	1.20	2m	0.3
15	20	1.20	3m	0.6
16	10	0.598	1m	0
17	10	0.598	2m	0.1
18	10	0.598	3m	0.35

TABLA 4.2

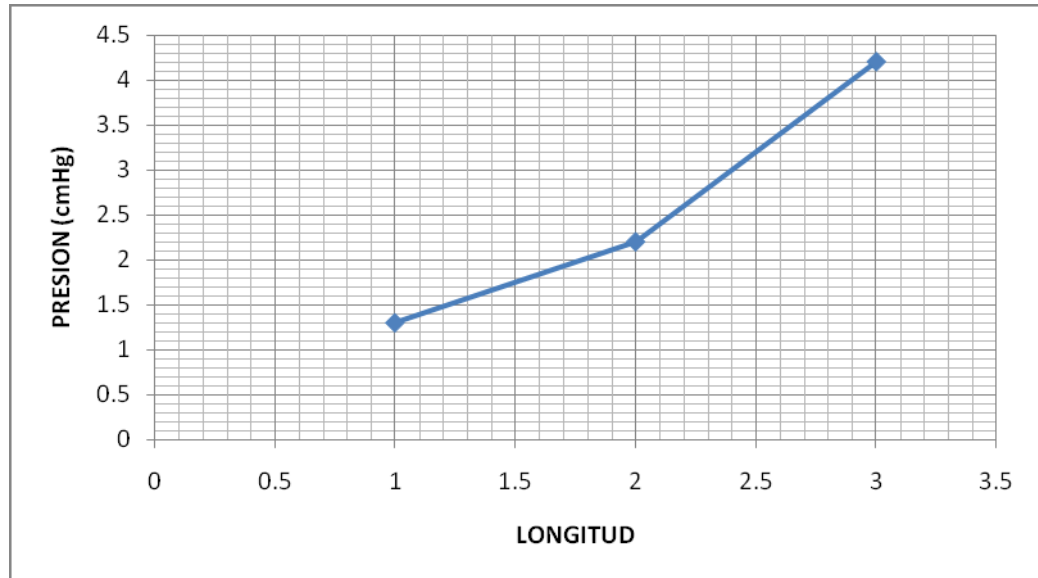
En esta grafica 4.3 se ve el efecto de la velocidad del agua sobre la caída de presión, a diámetro y longitud de tubería constante.



Grafica 4.3 P vs Q manteniendo constante $L=1\text{m}$ $D=3/4''$

Para obtener esta grafica 4.3 se tomo la caída de presión a una longitud de tramo recto constante de 1m, y variando el flujo de 10LPM hasta 61LPM. En esta grafica se observa el comportamiento de la velocidad de agua sobre la caída de presión, y nos expresa que tiene una tendencia proporcional, conforme se va en aumento el flujo se va aumentando la caída de presión.

En la grafica 4.4 se ve el efecto de la longitud de la tubería sobre la caída de presión a una velocidad y diámetro constante.



Grafica 4.4 P vs L manteniendo constante $Q=61\text{LPM}$ $D=3/4''$

Para obtener esta grafica 4.4 se fue variando la longitud de tramo recto, primero se tomo la caída de presión a 1m, después a 2m y finalmente a 3m, manteniendo el flujo constante de 61LPM y el diámetro de tubería. En esta grafica se observa la longitud del tramo recto contra la presión, y nos expresa, un comportamiento lineal ascendente, esto nos expresa que a medida que el tramo recto es mayor también la caída de presión.



4.4 REGISTRO DE DATOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LA TUBERIA DE 1"

Para verificar que el arreglo de tuberías proporciona los datos adecuados se procedió al registro de datos de la siguiente manera:

- a) Se tomaron 15 registros de caída de presión donde se fue variando el flujo de 30LPM hasta 75LPM en la tubería de 1"
- b) Se fueron tomando las lecturas de la tubería 1", por medio de las válvulas de 1/8", las cuales se conectaron al manómetro, a longitudes de tramo recto de, 1m, 2m y 3m, estudiando el comportamiento de la caída de presión.

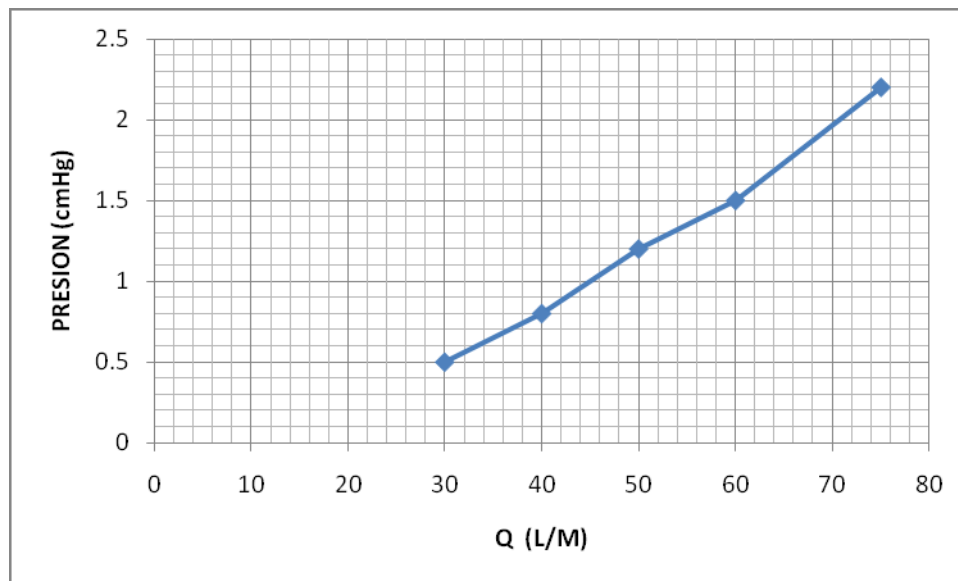
DATOS EXPERIEMTALES DE CAIDAS DE PRESION TUBERIA 1"

A continuación se presentan en la tabla No.4.3 los datos de las caídas de presión variando el flujo y la longitud del tramo recto.

REGISTRO	FLUJO (L/m)	VELOCIDAD (m/seg.)	LONGITUD (TRAMO RECTO)	CAIDA DE PRESION (cmHg)
1.	75	2.69	1m	0.8
2	75	2.69	2m	1.3
3	75	2.69	3m	2.2
4	60	2.15	1m	0.6
5	60	2.15	2m	1
6	60	2.15	3m	1.5
7	50	1.8	1m	0.4
8	50	1.8	2m	0.8
9	50	1.8	3m	1.2
10	40	1.4	1m	0.3
11	40	1.4	2m	0.5
12	40	1.4	3m	0.8
13	30	1.08	1m	0.2
14	30	1.08	2m	0.4
15	30	1.08	3m	0.5

TABLA 4.3

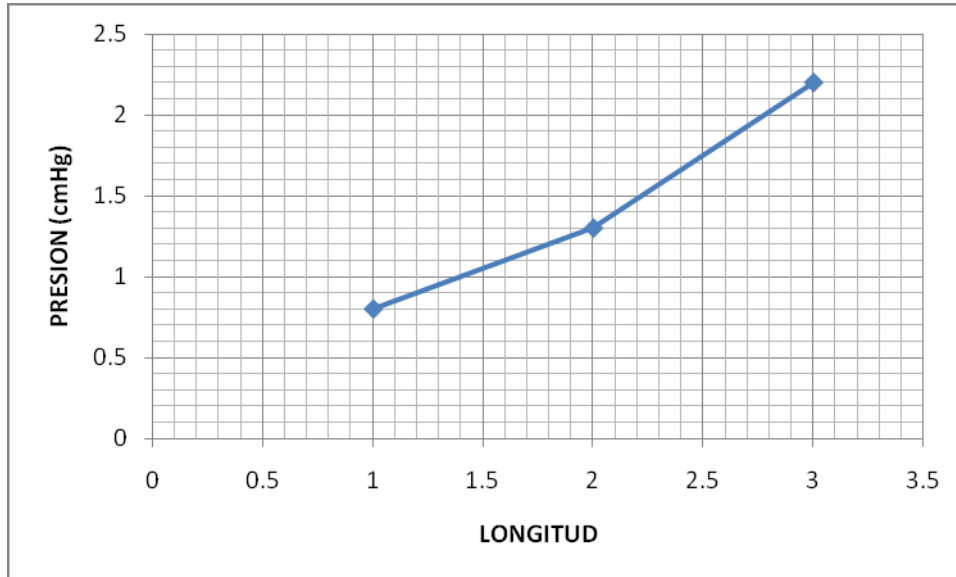
En esta grafica 4.5 se ve el efecto de la velocidad del agua sobre la caída de presión, a diámetro y longitud de tubería constante.



Grafica 4.5 P vs Q manteniendo constante $L=3m$ $D=1''$

Para obtener esta grafica 4.5 se tomo la caída de presión a una longitud de tramo recto constante de 3m, y variando el flujo de 30LPM hasta 75LPM. En esta grafica se observa el comportamiento de la velocidad de agua sobre la caída de presión, y nos expresa que tiene una tendencia proporcional, conforme se va en aumento el flujo se va aumentando la caída de presión.

En la grafica 4.6 se ve el efecto de la longitud de la tubería sobre la caída de presión a una velocidad y diámetro constante.



Grafica 4.6 P vs L manteniendo constante $Q=75\text{LPM}$ $D=1''$

Para obtener esta grafica 4.6 se fue variando la longitud de tramo recto, primero se tomo la caída de presión a 1m, después a 2m y finalmente a 3m, manteniendo el flujo constante de 75LPM y el diámetro de tubería. En esta grafica se observa la longitud del tramo recto contra la presión, y nos expresa, un comportamiento lineal ascendente, esto nos expresa que a medida que el tramo recto es mayor también la caída de presión.



4.5 REGISTRO DE DATOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LA TUBERIA DE 1 ¼"

Para verificar que el arreglo de tuberías proporciona los datos adecuados se procedió al registro de datos de la siguiente manera:

- a) Se tomaron 12 registros de caída de presión donde se fue variando el flujo de 40LPM hasta 78LPM en la tubería de 1 ¼"
- b) Se fueron tomando las lecturas de la tubería 1 ¼", por medio de las válvulas de 1/8", las cuales se conectaron al manómetro, a longitudes de tramo recto de, 1m, 2m y 3m, estudiando el comportamiento de la caída de presión.

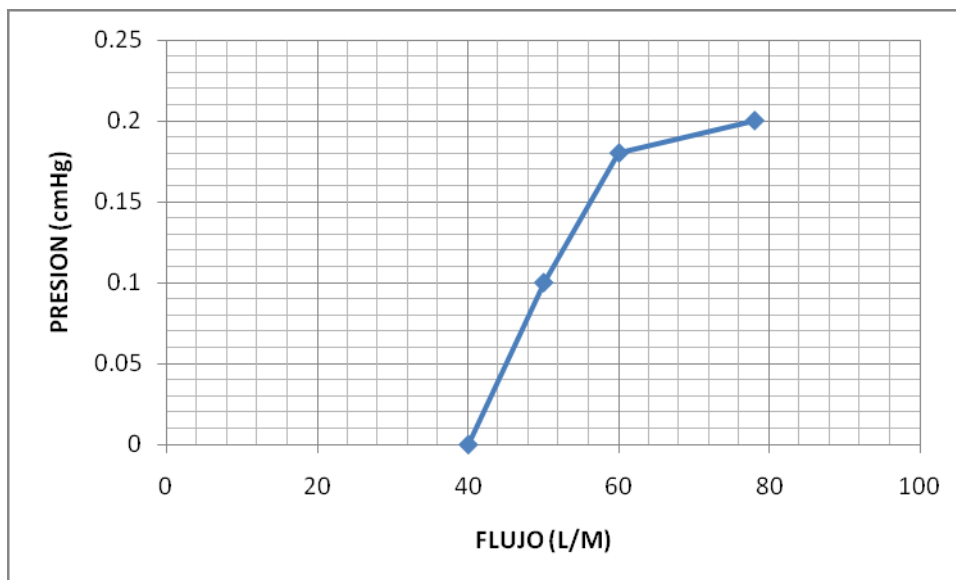
DATOS EXPERIEMTALES DE CAIDAS DE PRESION TUBERIA 1 1/4"

A continuación se presentan en la tabla No.4.4 los datos de las caídas de presión variando el flujo y la longitud del tramo recto.

REGISTRO	FLUJO (L/m)	VELOCIDAD (m/seg.)	LONGITUD (TRAMO RECTO)	CAIDA DE PRESION (cmHg)
1.	78	1.57	1m	0.2
2	78	1.57	2m	0.3
3	78	1.57	3m	0.6
4	60	1.21	1m	0.18
5	60	1.21	2m	0.3
6	60	1.21	3m	0.4
7	50	1.01	1m	0.1
8	50	1.01	2m	0.2
9	50	1.01	3m	0.3
10	40	0.806	1m	0
11	40	0.806	2m	0.1
12	40	0.806	3m	0.2

TABLA 4.4

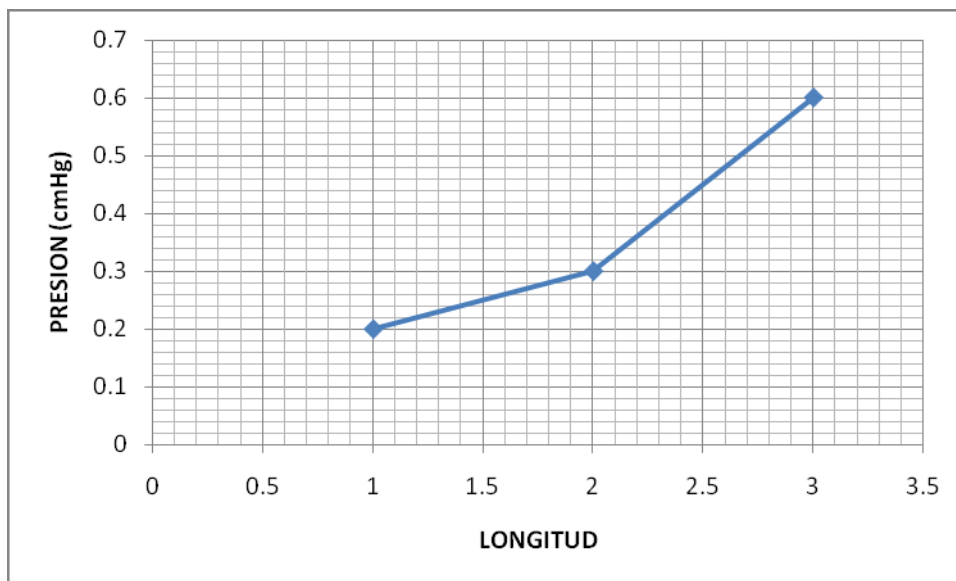
En esta grafica 4.7 se ve el efecto de la velocidad del agua sobre la caída de presión, a diámetro y longitud de tubería constante.



Grafica 4.7. P vs Q manteniendo constante $L=1\text{m}$ $D=1\ 1/4''$

Para obtener esta grafica 4.7 se tomo la caída de presión a una longitud de tramo recto constante de 1m, y variando el flujo de 40LPM hasta 78LPM. En esta grafica se observa el comportamiento de la velocidad de agua sobre la caída de presión, y nos expresa que tiene una tendencia proporcional, conforme se va en aumento el flujo se va aumentando la caída de presión.

En la grafica 4.8 se ve el efecto de la longitud de la tubería sobre la caída de presión a una velocidad y diámetro constante.



Grafica 4.8. P vs L manteniendo constante $Q=78\text{LPM}$ $D=1\ 1/4''$

Para obtener esta grafica 4.8 se fue variando la longitud de tramo recto, primero se tomo la caída de presión a 1m, después a 2m y finalmente a 3m, manteniendo el flujo constante de 78LPM y el diámetro de tubería. En esta grafica se observa la longitud del tramo recto contra la presión, y nos expresa, un comportamiento lineal ascendente, esto nos expresa que a medida que el tramo recto es mayor también la caída de presión.



4.6 REGISTRO DE DATOS DE LAS CAIDAS DE PRESION DE LA TUBERIA DE 1½”.

Para verificar que el arreglo de tuberías proporciona los datos adecuados se procedió al registro de datos de la siguiente manera:

- a) Se tomaron 15 registros de caída de presión donde se fue variando el flujo de 40LPM hasta 80LPM en la tubería de 1½”
- b) Se fueron tomando las lecturas de la tubería 1½”, por medio de las válvulas de 1/8”, las cuales se conectaron al manómetro, a longitudes de tramo recto de, 1m, 2m y 3m, estudiando el comportamiento de la caída de presión.

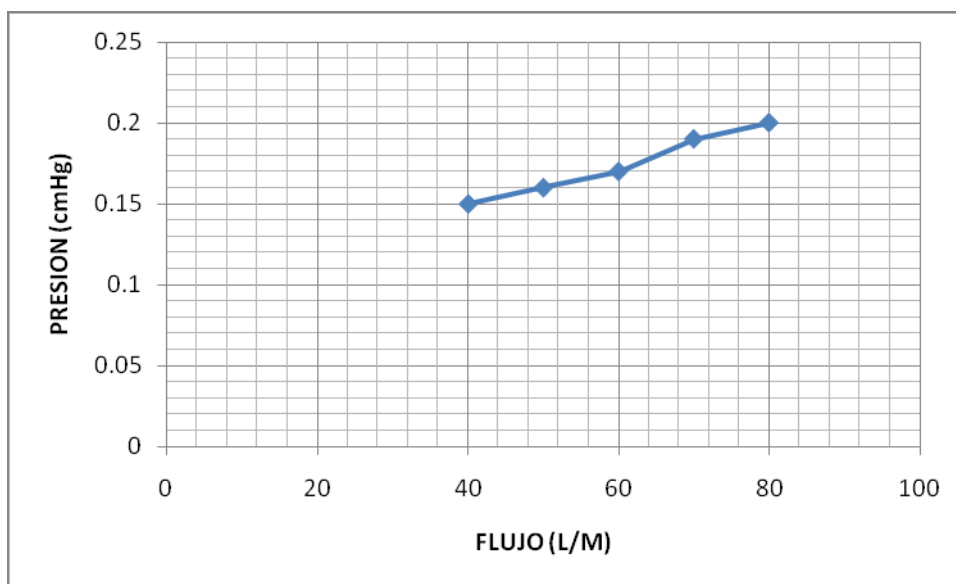
DATOS EXPERIEMTALES DE CAIDAS DE PRESION TUBERIA 1 1/2”

A continuación se presentan en la tabla No.4.5 los datos de las caídas de presión variando el flujo y la longitud del tramo recto.

REGISTRO	FLUJO (L/m)	VELOCIDAD (m/seg.)	LONGITUD (TRAMO RECTO)	CAIDA DE PRESION (cmHg)
1.	80	1.02	1m	0.2
2	80	1.02	2m	0.3
3	80	1.02	3m	0.4
4	70	0.889	1m	0.19
5	70	0.889	2m	0.3
6	70	0.889	3m	0.4
7	60	0.762	1m	0.17
8	60	0.762	2m	0.2
9	60	0.762	3m	0.3
10	50	0.635	1m	0.16
11	50	0.635	2m	0.2
12	50	0.635	3m	0.25
13	40	0.508	1m	0.15
14	40	0.508	2m	0.2
15	40	0.508	3m	0.21

TABLA 4.5

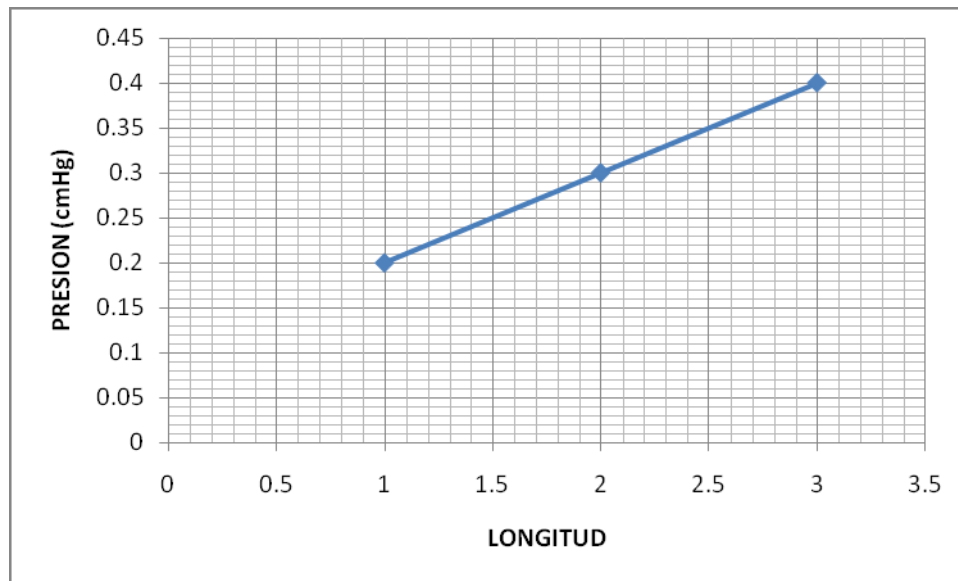
En esta grafica 4.9 se ve el efecto de la velocidad del agua sobre la caída de presión, a diámetro y longitud de tubería constante.



Grafica 4.9. P vs Q manteniendo constante $L=1\text{m}$ $D=1\ 1/2''$

Para obtener esta grafica 4.9 se tomo la caída de presión a una longitud de tramo recto constante de 1m, y variando el flujo de 40LPM hasta 80LPM. En esta grafica se observa el comportamiento de la velocidad de agua sobre la caída de presión, y nos expresa que tiene una tendencia proporcional, conforme se va en aumento el flujo se va aumentando la caída de presión.

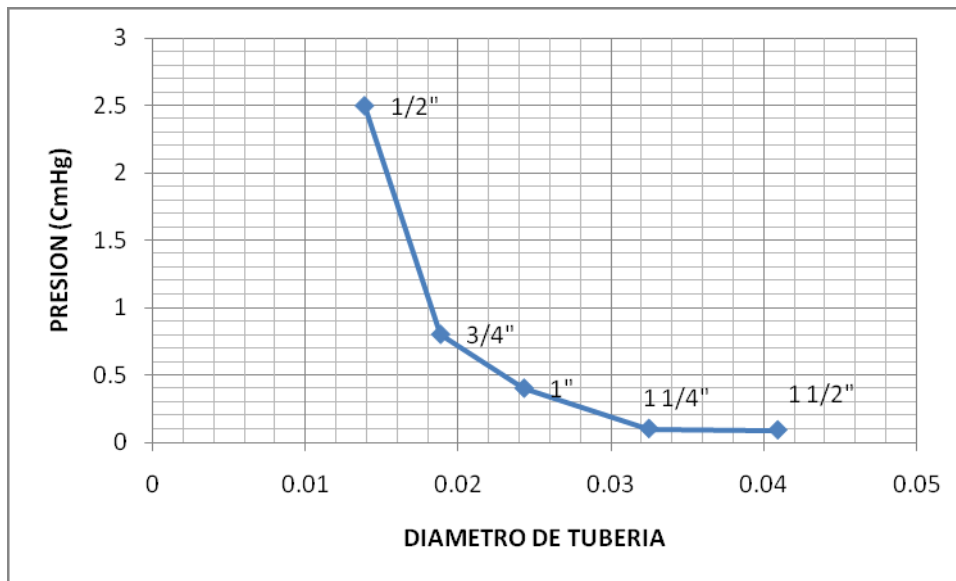
En la grafica 4.10 se ve el efecto de la longitud de la tubería sobre la caída de presión a una velocidad y diámetro constante.



Grafica 4.10. P vs L manteniendo constante $Q=80\text{LPM}$ $D=1\ 1/2''$

Para obtener esta grafica 4.10 se fue variando la longitud de tramo recto, primero se tomo la caída de presión a 1m, después a 2m y finalmente a 3m, manteniendo el flujo constante de 80LPM y el diámetro de tubería. En esta grafica se observa la longitud del tramo recto contra la presión, y nos expresa, un comportamiento lineal ascendente, esto nos expresa que a medida que el tramo recto es mayor también la caída de presión.

En la grafica 4.11 se ve el efecto del diámetro sobre la caída de presión a una velocidad de agua y longitud constante.



Grafica 4.11. P vs D manteniendo constante L = 1m Q=50LPM

Para obtener esta grafica 4.11 se tomo la caída de presión de la longitud del tramo recto de 1m, de la tubería 1/2", 3/4", 1", 1 1/4", 1 1/2", manteniendo el flujo constante.

En esta grafica se ve el comportamiento de la presión a través del las tuberías. Observando un comportamiento descendiente de la tubería de 1/2" hasta la tubería de 1 1/2", se ve una conducta inversamente proporcional, a menor diámetro de tubería mayor es la caída de presión y a mayor diámetro de tubería menor es la caída de presión.



CONCLUSIONES.

Se llegó al término de la construcción del equipo realizando pruebas hidrostáticas en cada una de las tuberías, equipos y accesorios, para verificar que no contara con fugas y tener un funcionamiento adecuado del equipo. Se realizaron pruebas con diferentes caudales volumétricos para determinar las caídas de presión en cada una de las tuberías. En el sistema de tuberías ($\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ ", 1", $1\frac{1}{4}$ ", $1\frac{1}{2}$ "), para comprobar que el equipo funciona adecuadamente, se manejaron tres tipos de gráficas en las cuales se observó el comportamiento del flujo, la longitud del tramo recto de la tubería y el diámetro de la tubería y la velocidad del flujo con respecto a la presión, conforme a los resultados obtenidos por medio de las gráficas se llegó a la conclusión de que las pérdidas de energía a través de la fricción en la longitud de la tubería es comúnmente como una pérdida importante hfs. Esta carga debido a la fricción y a la viscosidad, fluyendo agua. Se estableció que la resistencia del flujo en la tubería se da:

- 1) Independientemente de la presión bajo la cual fluye el agua.
- 2) Tiene una proporcionalidad lineal con la longitud de la tubería.
- 3) Es inversamente proporcional al diámetro del tubo.
- 4) Es proporcional a la velocidad en el tubo.
- 5) Y esta relacionada con la rugosidad y el flujo turbulento.

Las pruebas realizadas al equipo se efectuaron para corroborar que en el equipo se pueden realizar prácticas experimentales. Para que los alumnos de la FES Zaragoza de la carrera de Ingeniería Química, desarrollen los conocimientos básicos y habilidades necesarias en Mecánica de Fluidos, que permita una buena comprensión y solución de los problemas reales.



En la sección donde se encuentra el baipás con accesorios y tubería de 1 ½", y el baipás con accesorios y tubería de 1" y la reducción de 1 ½"x1", se realizaron pruebas hidrostáticas. En este sistema se realizara un trabajo a futuro estudiando el comportamiento de las perdidas de fricciones menores en accesorios, la caída de presión que resulta en una fricción debido a la configuración geométrica.

Entre otras conclusiones, de este proyecto por el cual se realizo, fue el costo del equipo. Ya que existen empresa tanto como mexicanas como extranjeras que venden estos equipos en un costo muy elevado. Comparado con el costo del equipo que se construyo.

Sugerencias para un trabajo a futuro: desarrollar un protocolo de experimentación para este equipo, con respecto al manómetro que se compro (600T) se sugiere comprar los complementos que faltan ya que es mucho más preciso, que el manómetro utilizado de (tipo U) que se realizaron en este trabajo, ya que se cuenta con tubería de acrílico que se compro en este proyecto y no se utilizo, se sugiere hacer otro sistema de tuberías, ya que seria muy practico observar diferentes patrones de flujo.



BIBLIOGRAFIA

- Guaycochea G. Darío. “Introducción al flujo en tuberías, pérdidas de energía por fricción”. México Fundación ICA, Universidad Autónoma del Edo. De México 1993.
- Richard W. Greene. “Válvulas, selección, uso y mantenimiento”. México McGraw-Hill/interamericana. 1992
- Reno C. King. B.M.E. “Piping Handbook” McGraw-Hill USA. 1997.
- Huanw Ned H.C. Carlos de Hita. “Fundamentals of Hidraulic System”. Ed. Prentice Hall, INC. New Yersey, 1987.
- Alan S. Foust. “Principio de operaciones unitarias” Ed. Continental México 1979.
- White F.M. Mecánica de fluidos.Ed. Mc Graw Hill 2004.
- John K. Vennard. “Elementos de mecánica de fluidos”. Ed. Continental México 1979
- Loza Morales Franco. “Diseño de una practica de laboratorio para calculo de factor de fricción en tubo circulares” Facultad de Química 1978.





ANEXO “A” DE PLANOS DE DISEÑO DEL EQUIPO DE CAIDAS DE PRESION

FIGURA A

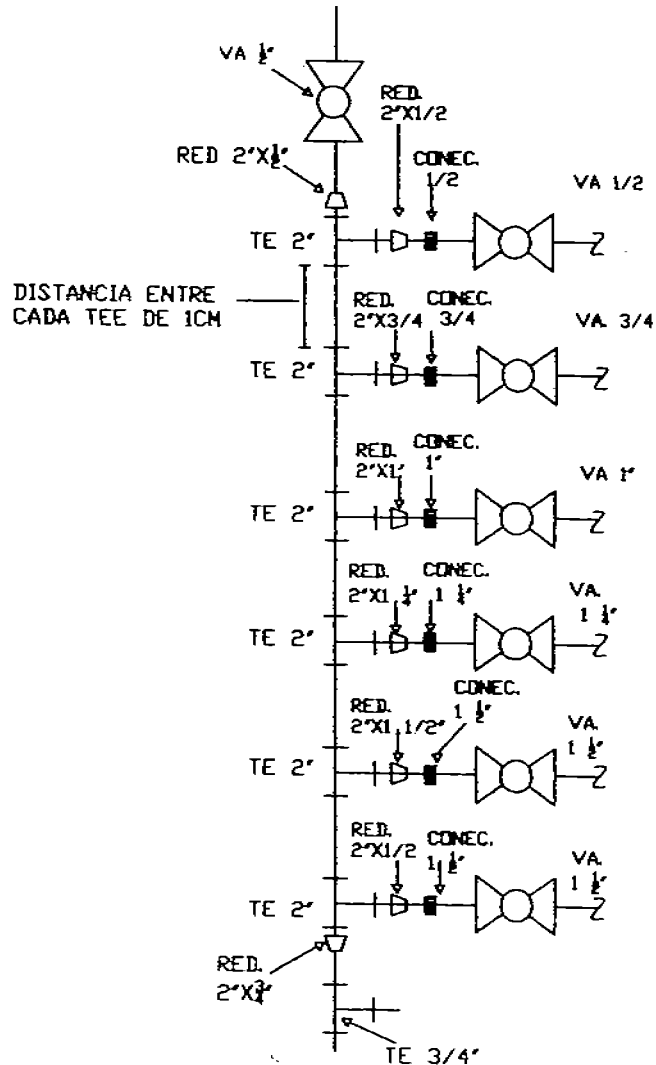
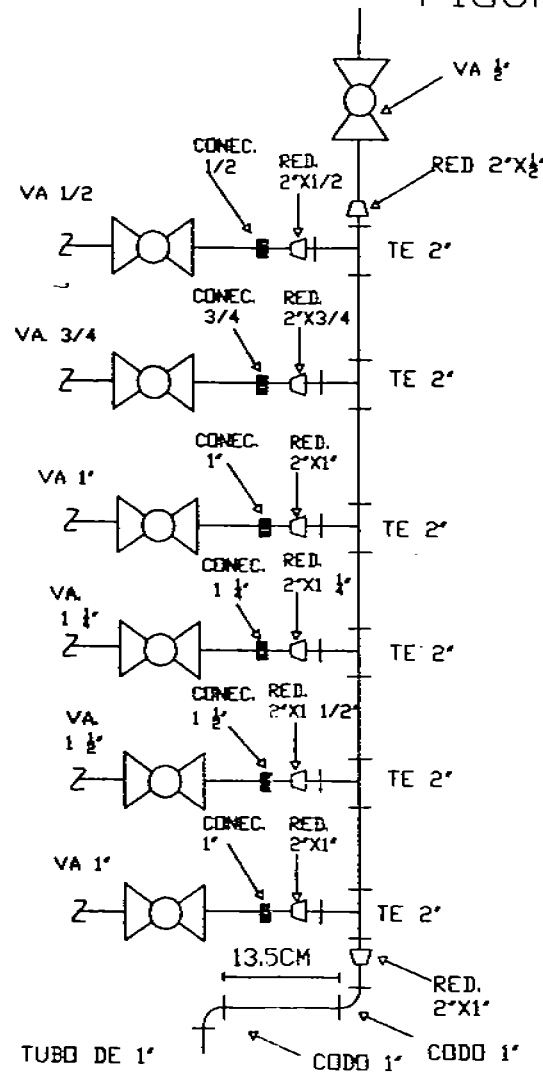


FIGURA B



LISTA DE MATERIAL

	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
VALVULAS	1/2"	4	PVC
	3/4"	2	PVC
	1"	3	PVC
	1 1/4"	2	PVC
	1 1/2"	3	PVC
TEE	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	2"	12	PVC
	3/4"	1	PVC
CODOS 90	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"	2	PVC
REDUCTORES	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	2x1/2"	4	PVC
	2x3/4"	3	PVC
	2x1"	4	PVC
	2x1 1/4"	2	PVC
	2x1 1/2"	3	PVC
CONECTORES	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1/2"	2	PVC
	3/4"	2	PVC
	1"	2	PVC
	1 1/4"	2	PVC
	1 1/2"	2	PVC

LÍNEAS INCLUIDAS

NOTAS:

ELEVACION EN CENTIMETROS (CM)

APROBADO PARA CONSTRUCCION

DESCRIPCION

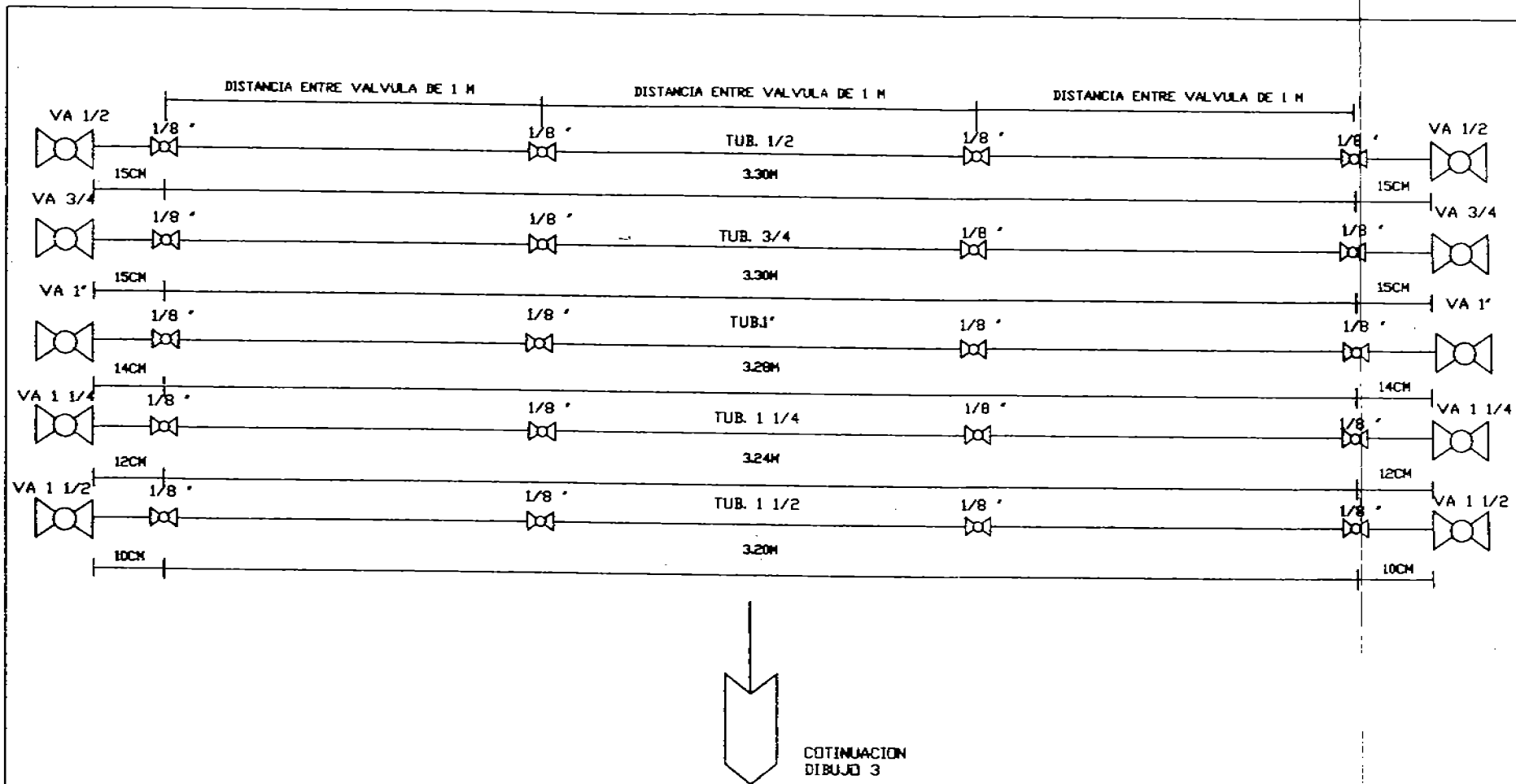
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCIÓN EN UN SISTEMA DE TUBERIAS LISAS DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE PRESION, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILOTO DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA DE LA FES ZARAGOZA

UNAM FES ZARAGOZA
ISOMETRICO DE TUBERIA

ACOT.
EN

DIB. No. 1

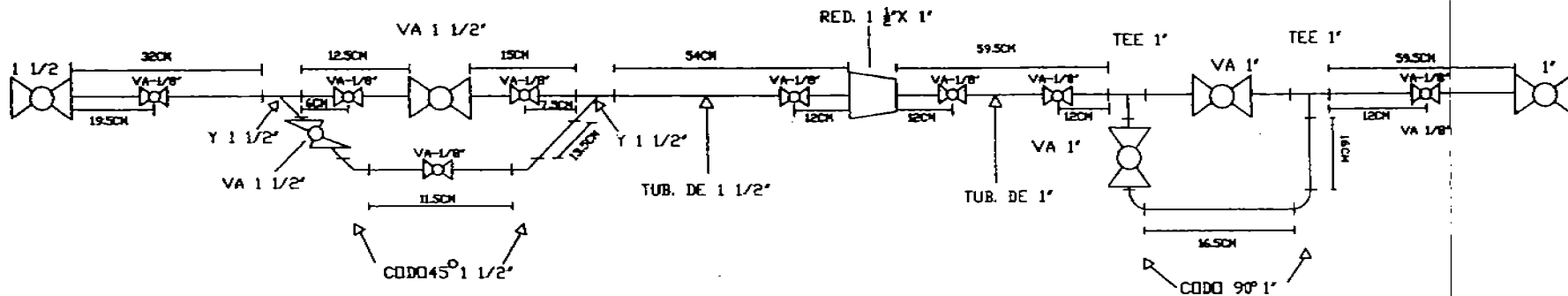
HOJA 1
DE 1



LISTA DE MATERIAL

	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
VALVULAS	1/8"	20	PLASTICO
	1/2"	2	PVC
	3/4"	2	PVC
	1"	2	PVC
	1 1/4"	2	PVC
TUBERIA	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1/2"	3.30M	PVC
	3/4"	3.30M	PVC
	1"	3.30M	PVC
	1 1/4"	3.30M	PVC

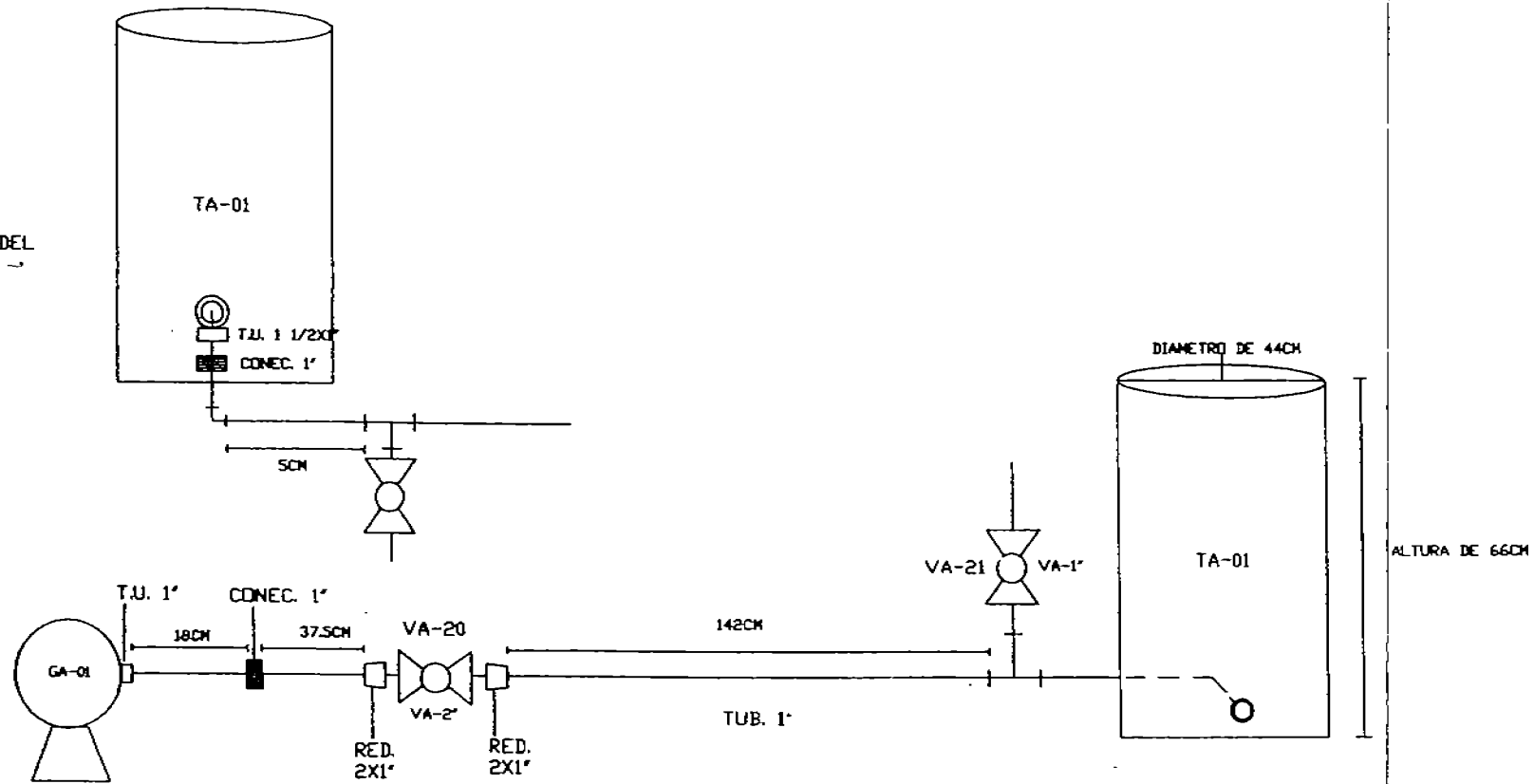
LINEAS INCLUIDAS		NOTAS		DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCIÓN EN UN SISTEMA DE TUBERIAS LISAS DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE PRESIÓN, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILOTO DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA DE LA FES ZARAGOZA	UNAM FES ZARAGOZA ISOMETRICO DE TUBERIA		
DIBUJOS DE REFERENCIA	REV.	ELEVACION EN CENTIMETROS (CM)	APROBADO PARA CONSTRUCCION		ACOT. EN	DIB. No. 2	HOJA 1 DE 2



LISTA DE MATERIAL			
VALVULAS	1/8"	8	PLASTICO
	1"	3	PVC
	1 1/2"	3	PVC
TUBERIA	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"		PVC
REDUCCIONES	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1 1/2" X 1"	1	PVC
TEE	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"	2	PVC
CODO	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1" 45°	2	PVC
YE	TAMANO	CANTIDAD	MATERIAL
	1 1/2"	2	PVC

LINEAS ENCLUIDAS		NOTAS		APROBADO PARA CONSTRUCCION	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCION EN UN SISTEMA DE TUBERIAS LISAS DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE PRESION, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILOTO DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA DE LA FES ZARAGOZA	UNAM FES ZARAGOZA ISOMETRICO		
DIBUJOS DE REFERENCIA	REV.	ELEVACION EN CENTIMETROS (CM)				DESCRIPCION	ACOT. EN	DIB. No. 3

VISTA TRASERA DEL TANQUE



LISTA DE MATERIAL

CATEGORIA	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	VALVULA	1"	1
	2"	1	PVC
REDUCCIONES	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	2X1"	2	PVC
CONECTORES	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"	2	PVC
TUERCA UNION	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	1 1/2X1"	1	PVC
	1"	1	PVC
CODO	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"	1	PVC
TEE	TAMARO	CANTIDAD	MATERIAL
	1"	1	PVC

ALTURA DE 66CM

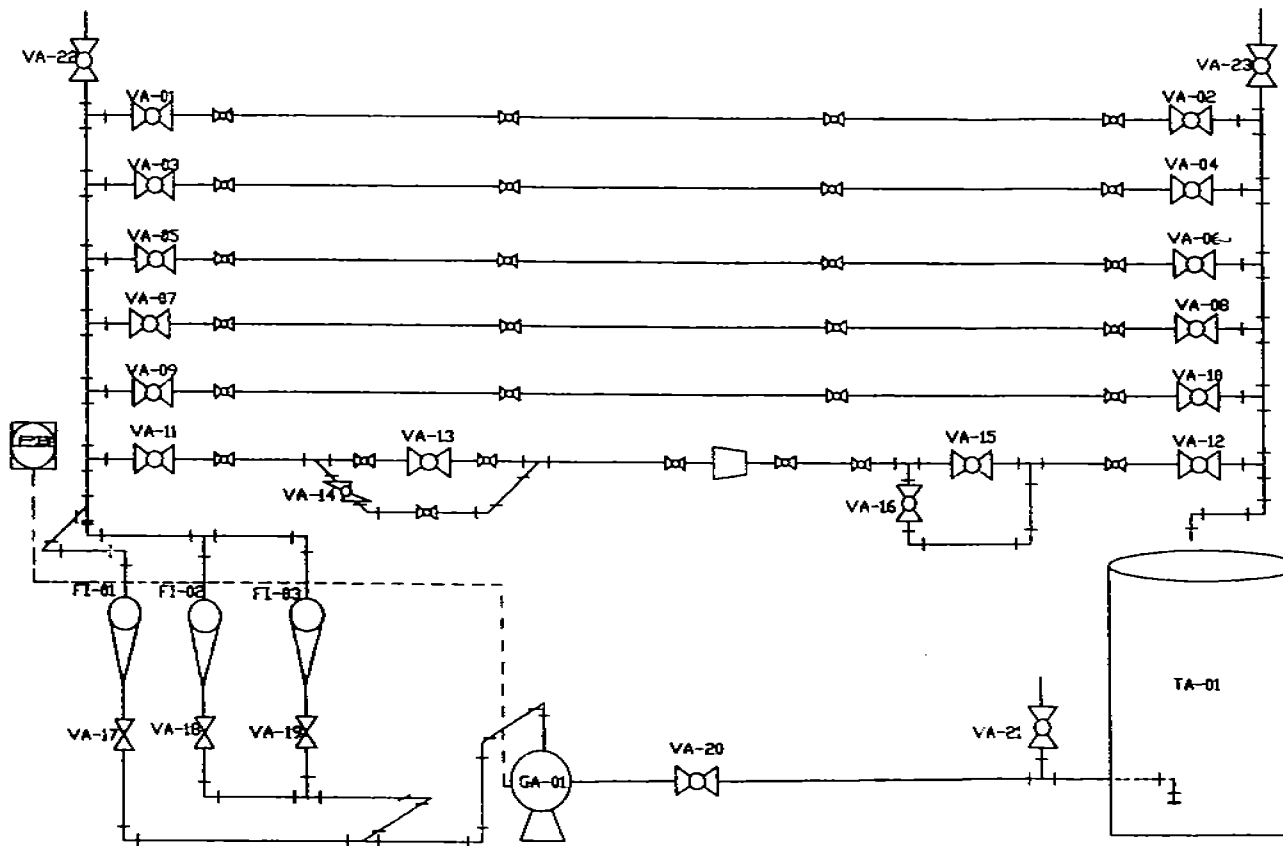
DIBUJO DE REFERENCIA	REV.	DESCRIPCION	ELAB.	REV.	FECHA
		APROBADO PARA CONSTRUCCION			

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCION EN UN SISTEMA DE TUBERIAS LISAS DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE CAIDAS DE PRESSION, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILDOTO DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA DE LA FES ZARAGOZA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

ISOMETRICO

DIBUJO No. 5 REV. 1



LISTA DE EQUIPOS		
CLAVE	EQUIPO	CARACTERISTICAS
TA-01	TANQUE DE ALMACENAMIENTO	150 L
GA-01	BOMBA CENTRIFUGA	100 W
FI-01	DEBITOMETRO	3000 W
FI-02	DEBITOMETRO	1000 W
FI-03	DEBITOMETRO	100 W
VA-01	VALVULA DE BOLA	1/2 in
VA-02	VALVULA DE BOLA	1/2 in
VA-03	VALVULA DE BOLA	3/4 in
VA-04	VALVULA DE BOLA	3/4 in
VA-05	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-06	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-07	VALVULA DE BOLA	1 1/4 in
VA-08	VALVULA DE BOLA	1 1/4 in
VA-09	VALVULA DE BOLA	1 1/2 in
VA-10	VALVULA DE BOLA	1 1/2 in
VA-11	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-12	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-13	VALVULA DE BOLA	1 1/2 in
VA-14	VALVULA DE BOLA	1 1/2 in
VA-15	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-16	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-17	VALVULA DE COMPUERTA	3/4 in
VA-18	VALVULA DE COMPUERTA	3/4 in
VA-19	VALVULA DE BOLA	2 in
VA-20	VALVULA DE BOLA	1 in
VA-21	VALVULA DE BOLA	1/2 in
VA-22	VALVULA DE BOLA	1/2 in
VA-23	VALVULA DE BOLA	1/2 in

FIGURA DE REFERENCIA	REV.	DESCRIPCION	IMPRESO PARA CONSTRUCCION	IMP.	REC.	CHL.	REC.	FECHA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO PARA LA DETERMINACION DEL FACTOR DE FRICCION EN UN SISTEMA DE TUBERIAS LISAS DE PVC, A PARTIR DE DATOS DE CAIDAS DE PRESION, PARA EL LABORATORIO DE LA PLANTA PILOTO DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA DE LA CES ZARAGOZA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA	
DIAGRAMA DE TUBERIA E INSTRUMENTACION	
DIBUJO No.:	6
REV.	1