

AAU

AMERICAN ANDRAGOGY
UNIVERSITY



AGRADECIMIENTO

Al Ing. FRANCISCO ANDRADE,
Director de Tesis, por su ayuda y
guía durante el desarrollo de esta
Tesis. A los Srs. VICTOR MARTINEZ
Y LEONARDO CUMBA, por su
colaboración para finalizar con la
misma.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

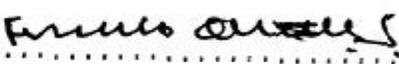
A MI NOVIA



.....

Ing. Marcos Tapia

SUBDECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



.....

Ing. Francisco Andrade

DIRECTOR DE TESIS

D



.....

Ing. Mario Patiño

MIEMBRO PRINCIPAL
DEL TRIBUNAL



.....

Ing. Jorge Duque

MIEMBRO SUPLENTE
DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Jaime W. Cobo Velez', is written over a horizontal dotted line. The signature is stylized and somewhat cursive.

JAIME W. COBO VELEZ

RESUMEN

La presente tesis realiza primeramente una presentacion de las leyes que rigen el comportamiento de los fluidos, estas nos introducirán en el estudio a realizarse con las tuberías corrugadas de PVC. A mas de estas leyes fundamentales, se presenta tambien la teoria del flujo interno en ductos y la teoria del analisis dimensional con su principal teorema que es el Teorema PI de Buckingham.

Basandose en esta fundamentacion teorica se determinara la caida de presion en tuberías corrugadas, una vez encontrada esta relacion se procede con la experimentacion, para con ella poder determinar la forma en la que varian los parametros involucrados.

Una vez obtenido todos los resultados se podra conocer las características de operacion y se presentara un analisis economico que presentara lo beneficioso que resulta usar este tipo de tuberías en las instalaciones de Ventilacion Industrial, en lugar de los ductos convencionales.

INDICE GENERAL

PAG.

RESUMEN.....

INDICE GENERAL.....

INTRODUCCION.....

CAPITULO # 1

FUNDAMENTACION TEORICA.....

1.1.- Leyes Fundamentales.....

1.1.1.- Conservacion de Masa.....

1.1.2.- Segunda Ley de Newton del Movimiento.....

1.1.3.- Momento de la Cantidad de Movimiento.....

1.1.4.- La Primera Ley de la Termodinamica.....

1.1.5.- La Segunda Ley de la Termodinamica.....

1.2.- Flujo Interno en Ductos.....

1.2.1.- Distribucion de Velocidad.....

1.2.2.- Consideraciones de Energia.....

1.2.3.- Perdidas de Presion por Friccion.....

1.3.- Teorema de Buckingham.....

1.4.- Semejanza y Modelo.....

CAPITULO # 2

DISEÑO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.....

CAPITULO # 3

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y RESULTADOS.....

3.1.- Determinacion de la caida de Presion mediante el Analisis Dimensional.....

3.2.- Pruebas Experimentales.....

3.3.- Resultados.....

CAPITULO # 4

ANALISIS ECONOMICO.....

4.1.- Costo Inicial, Equipo e Instalacion.....

4.2.- Costo Operacional y Mantenimiento.....

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....

BIBLIOGRAFIA.....

INTRODUCCION

La Ventilacion Industrial en nuestro medio cumple un papel importante para lograr las condiciones de comodidad en oficinas, lugares de trabajo, etc..

El uso de los ductos convencionales en la Ventilacion Industrial, es decir, aquellos de acero galvanizado, representa un costo alto al realizar la inversion en ellos, ahora que en estos dias se necesita del ahorro monetario es importante la busqueda de soluciones para aminorar los costos que implican las instalaciones para ventilacion. De ahi que el realizar el estudio sobre tuberias corrugadas de PVC para usarlas en las instalaciones de ventilacion, resulta importante, si consideramos que el uso de ellas significa un ahorro muy apreciable en la inversion. Es importante tambien anotar que el montaje de las tuberias corrugadas es de forma sencilla, pues, como se las compra en el mercado estas ya se encuentran listas para ser instaladas, lo unico en lo que hay que tener cuidado es en su mantenimiento, pues, sus corrugaciones favorecen a la acumulacion de basuras.

Por las características de las tuberias corrugadas, estas no obedecen a la teoria existente sobre ductos o tuberias, de ahi, que resulta importante, con ayuda de la experimentacion, determinar las

variaciones que presentan los parametros que influyen en el comportamiento de este tipo de tuberia.

CAPITULO N. 1

FUNDAMENTACION TEORICA

1.1 LEYES FUNDAMENTALES

Definimos un fluido como una sustancia que se deforma continuamente bajo la acción de fuerzas constantes. Entre fluidos tenemos a los líquidos y los gases. En general, las palabras "líquido" y "gas" tienen valor solo en el sentido de que el líquido se trata de un fluido que generalmente muestra solo pequeños cambios de densidad, mientras que los gases son fluidos altamente compresibles.

Todos los análisis de fluidos compresibles en movimiento tienen que comenzar, directa o indirectamente, con los enunciados de las cinco leyes físicas fundamentales que gobiernan tales movimientos. Estas leyes, que son independientes de la clase de fluido son:

1. La Conservación de la Masa
2. Segunda Ley de Newton del Movimiento
3. Momento de la Cantidad de Movimiento
4. La Primera Ley de la Termodinámica
5. La Segunda Ley de la Termodinámica

Las cinco leyes básicas mencionadas siempre se aplican primero a un sistema. Un sistema se define como una colección arbitraria de materia de masa fija. Todo lo que es exterior al sistema se llama "los alrededores". La frontera de un sistema es definida como la superficie imaginaria que separa el sistema de sus alrededores.

De aquí que definimos un "Volumen de Control" como un volumen arbitrario fijo en el espacio a través del cual fluye un fluido y que ocupa el volumen de control de un instante a otro. La superficie que sirve como limitante al volumen de control se llama "La Superficie de Control".

1.1.1 CONSERVACION DE MASA

La Conservación de Masa establece simplemente que la masa M , del sistema es constante. Teniendo en cuenta la rapidez de cambio respecto al tiempo, se puede escribir mediante la ecuación de transporte de Reynolds:

$$DM/Dt=0=\iint_S (\rho \mathbf{v} \cdot d\mathbf{A}) + d/dt \iiint_V \rho \, dV$$

El primer termino de la ecuación nos da a saber el gasto másico neto a través de la superficie de control, y el segundo termino nos dice de la rapidez de cambio de la masa dentro del volumen de control.

La ecuación arriba anotada puede reducirse si el flujo es incompresible, pues, sabemos que la densidad se mantiene

constante y conociendo que la integral del diferencial de volumen es simplemente el volumen y como el volumen es independiente del tiempo se convierte en constante y por definición va a ser cero, resultandonos la ecuación de la siguiente forma:

$$\iint \dot{v} \cdot dA = 0$$

La ecuación de la Conservación de Masa puede reducirse si el flujo es estacionario, es decir, que no hay variación con respecto al tiempo, quedandonos de la siguiente manera:

$$\iint (\rho \cdot v \cdot dA) = 0$$

Denominando $\rho \cdot v \cdot dA = m^{\wedge}$, donde m^{\wedge} es el flujo másico, tenemos que para flujo constante m^{\wedge} entrada = m^{\wedge} salida.

1.1.2 SEGUNDA LEY DE NEWTON

Considerando un sistema de fluido finito moviéndose en un flujo. La Segunda Ley de Newton nos dice:

$$F_r = dP/dt = d/dt \iiint v \, dm$$

donde F_r es la fuerza resultante de las fuerzas externas actuantes sobre el sistema y v y la derivada con respecto

al tiempo son tomadas para una referencia inercial, P es el vector de la cantidad de movimiento lineal.

Las Fuerzas resultantes a su vez son de dos clases las fuerzas de superficie y las de cuerpo, las fuerzas de superficie son las que actúan sobre las superficie del sistema como resultado de los alrededores, fuerzas normales como la presión y fuerzas constantes como la fricción son ejemplos, y las fuerzas de cuerpo dependen del volumen o la masa del sistema e incluyen acción a distancia del sistema, por ejemplo las fuerzas gravitacionales y electromagnéticas, conociendo esto y ayudandonos con la ecuación de transporte de Reynolds tenemos que:

$$F = F_s + F_b = dP/dt = d/dt \iiint (v \rho \, dV) + \iint v \rho (v \cdot dA)$$

1.1.3 MOMENTO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Un elemento dm de un sistema que esta bajo la fuerza dF y tiene un momento lineal $dm \cdot v$, podemos decir gracias a la Ley de Newton que:

$$dF = D/Dt (v \cdot dm)$$

Ahora utilizando el vector de posición r y haciendo el producto cruz con cada uno de los miembros de la igualdad tenemos:

$$r \times dF = r \times D/Dt (dm \cdot v)$$

Esta ecuación también puede ser escrita de la siguiente manera:

$$r \times dF = D/Dt (r \times dm \cdot v)$$

Integrando cada uno de los miembros de la igualdad:

$$\int r \times dF = \iiint D/Dt (r \times v) dm = D/Dt (\iiint r \times v dm) = DH/Dt$$

Donde DH/Dt es la rapidez con que cambia el momento angular del sistema.

La Ecuación de la Cantidad de Movimiento de un sistema establece que la rapidez con que cambia el momento angular del sistema es igual a la suma de todos los momentos de torsión que actúan sobre él, es decir:

$$T = DH/Dt$$

El Momento de Torsión resultante se puede producir por acción de fuerzas de superficie y de cuerpo o también por flechas que crucen la frontera del sistema, es decir:

$$T = r \times F_s + \int r \times g dm + T \text{ flecha}$$

Usando la ecuación de transporte de Reynolds:

$$DH/Dt = r \times F_s + \int r \times g dm + T flecha = d/dt \iiint (r \times v) \rho dV + \iint (r \times v) (\rho v \cdot dA)$$

1.1.4 LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La Primera Ley de la Termodinámica constituye una expresión de la conservación de la energía de un sistema, es decir:

$$dQ + dW = dE$$

donde la energía total E del sistema está dada por:

$$E \text{ sistema} = \int e \rho dV \quad ; \quad e = u + v^2 / 2 + gz$$

Usando la ecuación de transporte de Reynolds:

$$DE/Dt = \iint (e) (\rho v \cdot dA) + d/dt \iiint (e) (\rho dv)$$

1.1.5 LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

Si una cantidad de calor dQ se transmite a un sistema que se encuentra a la temperatura T, la Segunda Ley de la Termodinámica establece que el cambio en entropía, ds , del sistema está dado por:

$$dS > = dQ/T$$

donde la entropía total del sistema está dado por:

$$S_{\text{ sistema }} = \int s \rho \, dV$$

Utilizando la ecuación del transporte de Reynolds:

$$d/dt \iiint s \rho \, dV + \iint s \rho \, v \cdot dA > = \iint 1/T (Q/A) \, dA$$

1.2 FLUJO INTERNO ES DUCTOS

La Solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan a su flujo, principalmente la viscosidad y el peso específico, han sido establecidos por muchas autoridades en la materia para todos los fluidos utilizados normalmente y muchos de estos se encuentran tabulados.

VISCOSIDAD.- La Viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

VISCOSIDAD DINAMICA O ABSOLUTA.- LA Unidad de Viscosidad Dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pas) o también Newton segundo por metro cuadrado (N s/m²). El

poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de Dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro segundo. El submúltiplo centipoise (cP), es la unidad mas utilizada para expresar la viscosidad dinámica.

VISCOSIDAD CINEMATICA.- Es el coeficiente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m^2/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), que es el submúltiplo mas usado.

DENSIDAD, VOLUMEN ESPECIFICO Y PESO ESPECIFICO.- La Densidad de una sustancia es su masa por unidad de volumen. La unidad en el SI es el kilogramo por metro cúbico y se denota por ρ .

La unidad correspondiente en el sistema SI para volumen específico V , que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por kilogramo.

El Peso Específico es una medida relativa de la densidad. Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tenida en cuenta al sentar las bases para el peso específico. La Densidad Relativa a cierta temperatura, con respecto al agua a una temperatura normalizada, la cuál es generalmente 15 grados centígrados.

VELOCIDAD MEDIA DE FLUJO.- El termino "velocidad" a menos que se diga lo contrario, se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada por la ecuación de continuidad para un flujo estacionario:

$$v = q / A$$

TIPOS DE FLUJOS.- En el flujo de flúidos por el interior de ductos podemos encontrar FLUJOS NO VISCOSOS Y VISCOSOS, en el primero se supone que no hay viscosidad, tales flujos no existen, y el segundo donde podemos considerar problemas de dos clases principales. Flujos llamados INCOMPRESIBLES, en los cuales las variaciones de densidad son pequeñas y relativamente poco importantes. Flujos conocidos como COMPRESIBLES donde las variaciones de densidad juegan un papel importante.

En los flujos viscosos de acuerdo a la velocidad que lleve el flúido cuando va por el interior de los ductos podemos dividir los flujos en dos clases flujo laminar y turbulento, en un régimen laminar la estructura del flujo se caracteriza por el movimiento de láminas o capas, mientras que el régimen turbulento se caracteriza por los movimientos tridimensionales, aleatorios, de las partículas de flúido, superpuestos al movimiento promedio, con esto decimos que para velocidades bajas o para velocidades menores que una velocidad crítica, llamada así para con ella subdividir los flujos, tenemos flujo laminar y para velocidades altas o velocidades mayores que la velocidad crítica tendremos flujo turbulento.

NÚMERO DE REYNOLDS.- Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad, y la viscosidad del flúido y de la velocidad de flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de

estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El Número de Reynolds es:

$$Re = D v \rho / \mu$$

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4000. Entre estos dos valores esta la zona denominada "crítica" donde el régimen de flujo es impredecible, pudiendo ser laminar, turbulento o de transición, dependiendo de muchas condiciones con posibilidad de variación.

DIÁMETRO HIDRAULICO.- La experiencia indica que cuando se trabaje con flujo turbulento en lugar de trabajar con el diámetro D del ducto, nosotros debemos emplear el llamado Diámetro Hidráulico D_h , definido como:

$$D_h = 4 A / P_w$$

donde A es el área de la sección del ducto y P_w es la longitud del perímetro mojado, que es la longitud de la pared en contacto con el flujo de fluido, de la sección del ducto.

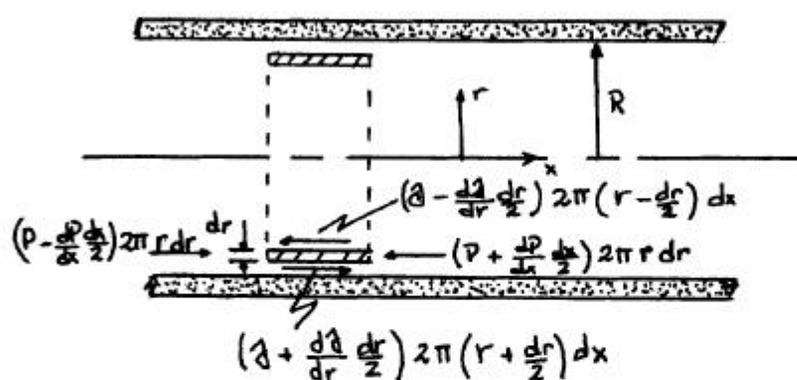
LONGITUD DE ENTRADA.- Es la longitud que requiere el fluido para desarrollarse completamente. El valor de la longitud de entrada varía cuando el régimen del fluido varía, es así que, para flujo turbulento se necesita menos longitud que el flujo

laminar, para que este se desarrolle, pues, el momento lineal es mayor en el régimen turbulento que en el laminar.

1.2.1 DISTRIBUCION DE VELOCIDAD

El Flujo en ductos puede representarse en régimen Laminar o Turbulento, es decir, que el flujo depende del número de Reynolds. Es posible obtener una expresión para evaluar la velocidad en flujo con régimen laminar, más no, en flujo con régimen turbulento, casos en los cuales se requiere de experimentación para obtener resultados confiables.

Si tomamos un elemento diferencial del flujo que va en el interior de un ducto y determinamos las fuerzas que en él actúan y aplicando la segunda ley de Newton, obtenemos:



En el eje de las coordenadas "x" tenemos cuatro fuerzas, dos producidas por la presión:

$(P + dP/dx \cdot dx/2) \cdot 2 \pi \cdot r \cdot dr$, que actúa en el sentido negativo del eje "x"

$(P - dP/dx \cdot dx/2) \cdot 2 \pi \cdot r \cdot dr$, que actúa en el sentido positivo del eje "x"

y dos fuerzas producidas por los esfuerzos de corte:

$(\tau - d\tau/dr \cdot dr/2) \cdot 2 \pi \cdot (r - dr/2) dx$, que actúa en el sentido negativo

$(\tau + d\tau/dr \cdot dr/2) \cdot 2 \pi \cdot (r + dr/2) dx$, que actúa en el sentido positivo.

Conociendo que la Segunda Ley de Newton nos dice que:

$$F = F_s + F_b = dP/dt = d/dt \int v \cdot \rho \cdot dV + \int v \cdot \rho \cdot (v \cdot dA)$$

Asumiendo que el flujo es estable, es decir, $d/dt \int v \cdot \rho \cdot dV = 0$,

que el flujo está totalmente desarrollado, $\int \rho \cdot v \cdot (v \cdot dA) = 0$,

y que no existen fuerzas de cuerpo tenemos:

$$F = F_s \cdot x$$

$$!(P - dP/dx \cdot dx/2) - (P + dP/dx \cdot dx/2)! \cdot 2 \pi \cdot r \cdot dr +$$

$$+ (\vartheta + d\vartheta/dr \cdot dr/2) * 2 \pi (r + dr/2) dx - (\vartheta - d\vartheta/dr \cdot dr/2) * 2 \pi (r - dr/2) dx = 0$$

$$\vartheta + d\vartheta/dr \cdot r - dP/dx \cdot r = 0$$

$$dP/dx = \vartheta/r + d\vartheta/dr = 1/r \cdot d/dr (r\vartheta) = \text{const.}$$

$$d/dr (r\vartheta) = r (dP/dx)$$

$$r\vartheta = r^2/2 (dP/dx) + c_1$$

$$\vartheta = r/2 (dP/dx) + (c_1/r) = \mu \cdot du/dr$$

$$\mu \cdot du/dr + (r/2 \cdot dP/dx - c_1/r) = 0$$

$$\text{Ec. General } u = r^2/4 \mu (dP/dx) + (c_1 \ln r)/\mu + c_2$$

Experimentalmente se ha obtenido la siguiente relación para flujo turbulento:

$$u/U = (1 - (r/R))^{\exp. 1/n},$$

donde los valores de n varían de acuerdo al valor del número de Reynolds, el valor de U representa la velocidad máxima del flujo, u la velocidad, r el valor del radio al cuál se desea conocer la velocidad y R es el radio interno del ducto.

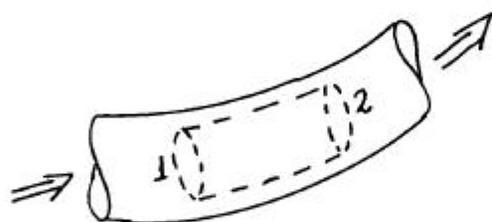
1.2.2 CONSIDERACIONES DE ENERGIA

En esta sección veremos bajo un modelo termodinámico, aplicando la Primera Ley de la Termodinámica, lo que ocurre con un flujo a través de un ducto o tubería.

La Primera Ley de la Termodinámica, nos dice:

$$Q + W = d/dt \int e \rho dV + \int (e + pV) \rho v dA$$

$$e = u + v^2 / 2 + gz$$



Asumiendo:

- Que no se produce trabajo
- El flujo es estable
- El flujo es incompresible
- La Energía interna y la presión son uniformes en las secciones 1 y 2

$$dQ/dt = \int (u + v^2 / 2 + gz) + P/\rho \rho v dA$$

$$= (u_2 - u_1) m^{\wedge} + g(z_2 - z_1)m^{\wedge} + (P_2 - P_1)/\rho m^{\wedge} +$$

$$+ \int v_2^2 / 2 dm^{\wedge} + \int v_1^2 / 2 dm^{\wedge}$$

Si llamamos a $\int v^2 / 2 dm^{\wedge} = \alpha v^2 / 2 m^{\wedge}$, donde alfa es el coeficiente de energía cinética,

$$dQ/dt = (u_2 - u_1) + g(z_2 - z_1) + (P_2 - P_1)/\rho +$$

$$+ \alpha_2 v_2^2 / 2 - \alpha_1 v_1^2 / 2 m^{\wedge}$$

$$dQ/dt = (P_2 - P_1)/\rho + (\alpha_2 v_2^2 / 2 - \alpha_1 v_1^2 / 2) +$$

$$+ g(z_2 - z_1) + (u_2 - u_1)$$

$$(P_1/\rho + \alpha_1 v_1^2 / 2 + gz_1) = (P_2/\rho + \alpha_2 v_2^2 / 2 + gz_2) +$$

$$+ u_2 - u_1 - dQ/dm$$

conociendo que:

$P/\rho + \alpha v^2 / 2 + gz$, es la energía mecánica por unidad de masa del flujo en un punto, denominamos a ésta suma E, teniendo entonces que:

$$E_1 - E_2 = u_2 - u_1 - dQ/dm$$

1.2.3 PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION

Conociendo que la diferencia de energía entre dos puntos es:

$$E_1 - E_2 = u_2 - u_1 - dQ/dm$$

decimos que $u_2 - u_1 - dQ/dm$ es igual a la diferencia de energía mecánica por unidad de masa entre dos puntos 1 y 2.

El término $u_2 - u_1 - dQ/dm$, representa las pérdidas de energía en el sistema, ahora lo denominamos como H_{lt} .

Estas pérdidas a su vez se dividen en dos tipos de pérdidas, las llamadas pérdidas mayores que se producen por las características de la tubería, y las llamadas pérdidas menores que se producen por el uso de accesorios, sean estos válvulas, uniones, codos, etc..

Si el ducto es de área constante y el flujo es desarrollado,

$$\alpha_1 v_1^2 / 2 = \alpha_2 v_2^2 / 2,$$

obteniendo,

$$P_1/\rho + gz_1 = P_2/\rho + gz_2 + H_{lt},$$

que es la ecuación general con la que se expresa la

pérdida de presión por fricción.

Si el flujo es laminar, utilizando la ecuación:

$$v = r^2 / 4 \mu (dP/dx) + c_1 / \mu (\ln r) + c_2$$

y conociendo las condiciones de borde:

$$r = 0, u = \text{finito}, y$$

$$r = R, u = 0,$$

obtenemos que la velocidad es:

$$v = R^2 / 4 \mu (dP/dx) \left[\left(r/R \right)^2 - 1 \right]$$

reemplazando este valor en la ecuación de caudal $Q = \int u \, dA$

$$Q = \int_0^R R^2 / 4 \mu (dP/dx) \left[\left(r/R \right)^2 - 1 \right] 2 \pi r \, dr$$

$$Q = \pi R^4 / 8 \mu (dP/dx)$$

pero,

$$dP/dx = \Delta P / L$$

$$Q = \pi R^4 / 8 \mu (\Delta P / L) = \pi D^4 / 128 \mu (\Delta P / L)$$

$$\Delta P / Q = 128 \mu L / \pi D^4$$

$$Q = v A = v \pi D^2 / 4$$

$$\Delta P / \rho = 64 \mu L v^2 / (2 \rho v D^2)$$

sabiendo que $\Delta P / \rho = H_{lt}$

$$H_{lt} = 64 \mu / (\rho v D) (L v^2 / 2 D)$$

si, $Re = \rho v D / \mu$

tenemos, $H_{lt} = 64 / Re (L v^2 / 2 D)$

Esta es la ecuación con la que se puede determinar las pérdidas de presión debido a la fricción.

Si el flujo es turbulento se utiliza el análisis dimensional y la experiencia para determinar las pérdidas de presión por fricción,

$$\Delta P / \rho v^2 = f(\mu / (\rho v D), L/D, e/D)$$

Sabiendo que $\Delta P / \rho$ es H_{lt} y sustituyendo:

$$H_{lt} / v^2 = f(\mu / (\rho v D), L/D, e/D)$$

Experimentalmente se obtiene que H_{lt}/v^2 varía en forma lineal o proporcional a la relación L/D ,

$$H_{lt} / v^2 = L/D f(\mu / (\rho v D), e/D)$$

Como la función f no está determinada, es posible introducir una constante al lado izquierdo de la ecuación. El número $1/2$ es introducido al denominador de las pérdidas de cabeza, entonces:

$$H_{lt} / (1/2 v^2) = L/D f(\mu / (\rho v D), e/D)$$

La función desconocida $f(Re, e/D)$ esta definida como el factor de fricción, F :

$$F = f(Re, e/D)$$

$$\text{y,} \quad H_{lt} = F L v^2 / (2 D)$$

Esta ecuación representa las pérdidas de presión para flujo en régimen turbulento.

1.3 TEOREMA DE BUCKINGHAM

Las "dimensiones" de cantidades físicas, usualmente se expresan en términos de conceptos simples, como por ejemplo la longitud, el tiempo, la fuerza, la temperatura, etc.. Las "unidades" de una cantidad son entonces las medidas normales escogidas para expresar la magnitud de las dimensiones. Por ejemplo: para la

longitud, el pié, el centímetro, etc.; para el tiempo, el segundo, la hora, etc.; usualmente se escogen unas dimensiones fundamentales como independientes y después se derivan de estas las dimensiones de todas las cantidades, (L, F, T).

El concepto básico, tras el método conocido como "Análisis Dimensional", es la homogeneidad dimensional, o sea, que las cantidades que no son similares no se pueden sumar para formar una relación física válida.

Las ecuaciones derivadas analíticamente son válidas para cualquier sistema de unidades y, consecuentemente cada grupo de términos en la ecuación debe tener la misma representación dimensional. Es conveniente usar esta regla en las situaciones donde las variables involucradas en un fenómeno son conocidas, mientras la relación entre ellas no lo es. Se puede formular el problema como una relación entre grupos sin dimensiones.

El análisis dimensional simplemente arregla, en base de las dimensiones, los varios parámetros que se asumen aplicables en el caso específico. Este no garantiza que haya una verdadera relación entre los parámetros seleccionados; no garantiza que algunas constantes imprevistas no sean necesarias. Para aplicar este método correctamente, hay que tener bastante experiencia en trabajar con las variables involucradas y una base mas rigurosa de la teoría.

El teorema más valioso en el análisis dimensional es:

EL TEOREMA PI DE BUCKINGHAM.- Si existe una ecuación física entre n cantidades, puede ser expresada equivalentemente como una ecuación entre $(n-k)$ grupos sin dimensiones de estas cantidades, donde k es menor o igual que el número de

dimensiones independientes involucradas en las n cantidades.

Una declaración precisa del valor de k es complicada, pero en la mayoría de los casos es igual al número de dimensiones involucradas (r)

$$f(c_1, c_2, c_3, \dots, c_n) = 0$$

tiene una solución de la forma:

$$g(\text{PI}_1, \text{PI}_2, \text{PI}_3, \dots, \text{PI}_{n-r}) = 0$$

Donde los PI son agrupamientos independientes sin dimensiones. Para el caso de la caída de presión en un ducto, la forma general de los grupos PI es:

$$\text{PI} = (\text{dP/dx})^a \text{Rho}^b v^c D^d \mu^e e^f$$

$$\text{PI} = (\text{F/L}^3)^a (\text{FT}^2/\text{L}^4)^b (\text{L/T})^c (\text{L})^d (\text{FT/L}^2)^e (\text{L})^f$$

Ya que PI no debe tener dimensiones:

$$\text{F : } a + b + e = 0$$

$$\text{L : } -3a - 4b + c + d - 2e + f = 0$$

$$\text{T : } 2b - c + e = 0$$

De estas igualdades tenemos que hay 3 ecuaciones con 6 incógnitas. Esto significa que tres variables pueden escogerse arbitrariamente.

Puesto que se necesita una expresión para dP/dx , es conveniente considerar $a=1$. La posibilidad más simple es suponer que dos cualquiera de los otros exponentes son cero; por ejemplo $e=0$, $f=0$, entonces, $a=1$, $b=-1$, $c=-2$, $d=1$. Luego:

$$PI\ 1 = (dP/dx) D / (\rho v^2)$$

Al hacer otra selección arbitraria $a=0$ (de tal manera que la cantidad buscada dP/dx aparezca una sola vez en la solución final) y $b=1$, $f=0$, tendremos:

$$a=0, b=1, c=1, d=1, e=-1$$

entonces:

$$PI\ 2 = \rho v D / (\mu)$$

Haciendo una tercera selección $a=0$, $b=0$, $f=1$ (ya que ha sido cero en los otros dos grupos), tendremos:

$$a=0, b=0, c=0, d=-1, e=0, f=1$$

Luego:

$$PI_3 = e^* / D$$

Del teorema PI nos queda:

$$g = (dP D / (dx \rho v^2), \rho v D / (\mu), e^*/D) = 0$$

o también:

$$dP D / (dx \rho v^2) = f(\rho v D / (\mu), e^*/D)$$

que es la misma expresión que determinaríamos antes para la caída de presión en un ducto con régimen turbulento.

La expresión usual para la caída de presión debido al rozamiento en un ducto es:

$$dP = - \rho v^2 F dx / (2 gc D),$$

donde F se llama el factor de fricción de D'ARCY y es una función del número de Reynolds y la rugosidad relativa del ducto.

1.4 SEMEJANZA Y MODELO

El usar modelos, resulta práctico, pues, con ellos se pueden determinar fuerzas, momentos y cargas dinámicas que pueden existir en un prototipo de algún instrumento o artefacto que se desee construir.

Conociendo el porqué del uso de los modelos, podemos decir que existen tres tipos de similitudes:

-Similitud Geométrica, es aquella en la cuál las dimensiones en las tres coordenadas del modelo y del prototipo deben tener la misma escala lineal.

-Similitud Cinemática, es aquella en la cuál el modelo y el prototipo tienen la misma relación de escala lineal y temporal, así como, la misma relación de velocidades.

-Similitud Dinámica, es aquella en la que el modelo y el prototipo tienen la misma relación lineal, temporal y de fuerza.

CAPITULO N. 2

DISEÑO DE EQUIPO EXPERIMENTAL

Para obtener experimentalmente las pérdidas de presión por fricción en tuberías corrugadas de PVC para su uso en ductos de ventilación industrial, se necesita de un equipo que nos permita obtener dichas pérdidas, de tal forma, que puedan ser tabuladas para así presentar los resultados.

DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.- A continuación se describirán cada uno de los elementos que se utilizarán en la experimentación:

-Tubería Corrugada de PVC de 100 y 160 mm. de diámetro exterior, por medio de estos dos tipos de tuberías vamos a poder obtener datos que pueden ser comparados, para así, entregar resultados aplicables a todo tipo de tubería corrugada. Para estos dos tipos de tuberías se inyectará aire a una determinada velocidad y presión y por medio de un manómetro multitubular determinaremos la caída de presión que se producirá en las tuberías. De cada tubería se utilizarán 13 metros de longitud.

-Ventilador Centrífugo, tiene una entrada regulable, para permitir realizar la experimentación con diferentes valores de flujo másico

de aire. El ventilador centrífugo posee las siguientes características; 1 ph, 1 kw., 2850 rpm..

-Manómetro Multitubular, el cuál servirá para determinar la presión que habrá en cada una de las tomas, las mismas que se ubicarán a diferencia de 1 metro.

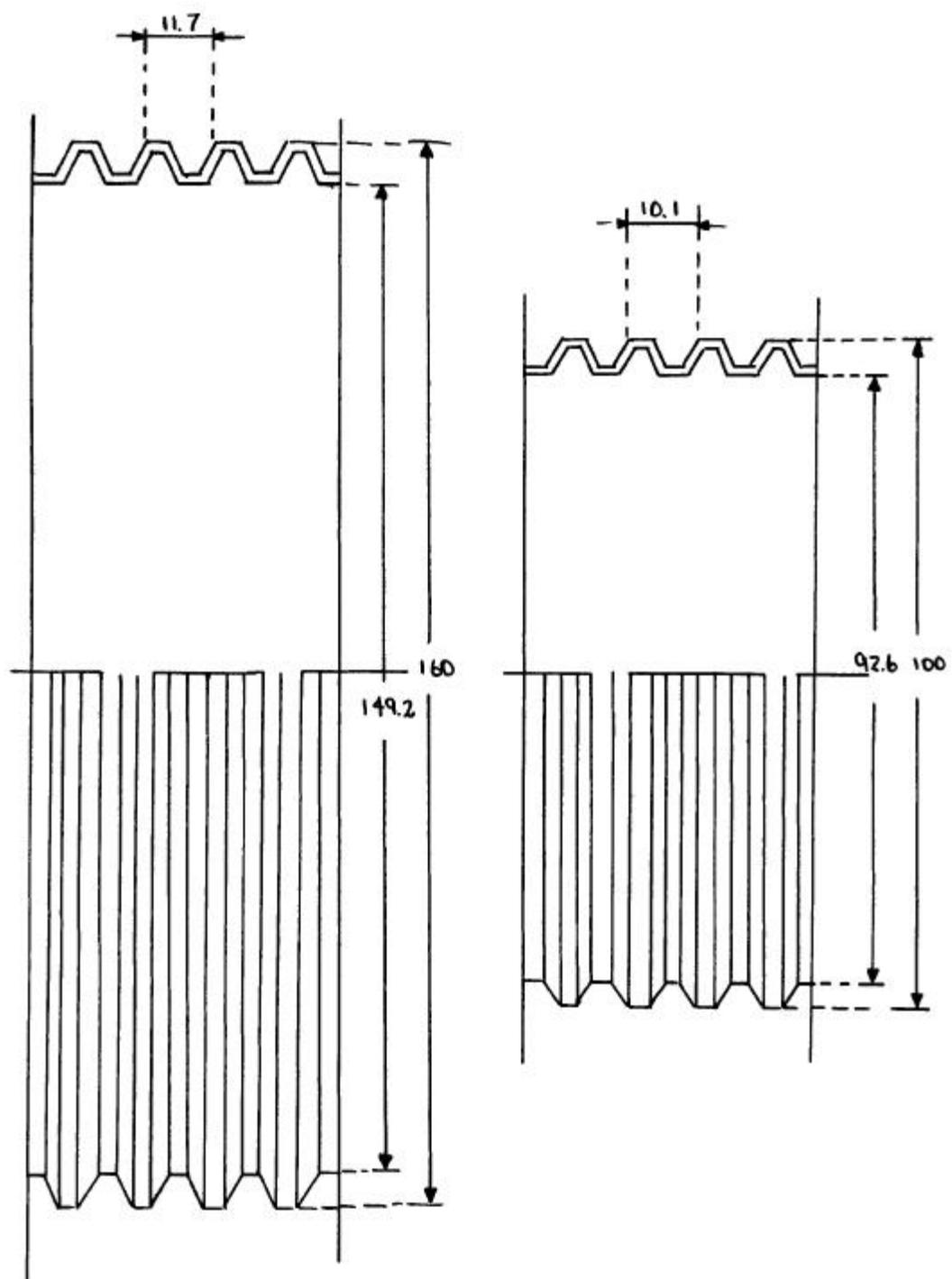
-Tubo de Pitot y Manómetro Inclinado, este instrumento servirá para determinar el cabezal de velocidad y así poder determinar la velocidad del flujo, el tubo de Pitot se lo ubicará luego de la última toma para garantizar que el flujo este desarrollado.

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.- A continuación describiremos los pasos a seguir en la experimentación:

-Instalado el equipo experimental, empezaremos las pruebas con un determinado valor de caudal, el cuál se variará desde su valor mínimo hasta su valor máximo alcanzable en el ventilador centrífugo, es decir, con la entrada totalmente abierta.

-Para cada valor de caudal se determinará la presión estática manométrica en cada toma (lectura en cms. de Kerex) y la velocidad en 5 puntos de una sección transversal al flujo situadas simétricamente.

-Cada uno de estos pasos se realizarán con tubería recta y además se realizarán los mismos pasos para cuando la tubería se la halla doblado a 15, 30, 45, 60 y 90 grados.



Dibujo esquemático de la configuración geométrica de los aos tipos de tuberías

CAPITULO N. 3

PRUEBAS EXPERIMENTALES Y RESULTADOS

3.1 DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION MEDIANTE EL ANALISIS ADIMENSIONAL

Conociendo la Teoría que nos presenta el Teorema de Buckingham, es posible, primeramente determinar los parámetros que están involucrados o influyen en la caída de presión y luego proceder al conocimiento teórico para obtener la expresión de la caída de presión en tuberías corrugadas.

En el Capítulo anterior se muestran los dibujos de la configuración geométrica de los dos tipos de tubería con las cuales se realizará la investigación, que son los dos únicos tipos de esta tubería que existe en el mercado, como se pudo observar la altura y el espaciamiento del corrugado es diferente para cada tipo de tubería, de ahí que estos dos valores van a ser dos de los parámetros que tendremos que considerar para nuestro Análisis Dimensional.

Sabiendo que a más de los dos parámetros anotados anteriormente, la longitud, el diámetro de la tubería, la densidad, viscosidad y la velocidad del fluido, van a ser otros

parámetros que influirán en la caída de presión.

Conociendo cuales son los parámetros involucrados en nuestro análisis, ahora podemos decir que la caída de presión va a ser función de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido, la longitud, el diámetro de la tubería, el espaciado y la altura del corrugado,

$$P = f (v, \rho, \mu, L, D, s, e)$$

En la función anotada anteriormente notamos que hay 8 parámetros y si los expresamos en función de masa, longitud y tiempo, o cualquier otra cantidad,

$$M/LT^2 = f (L/T, M/L^3, M/LT, L, L, L, L)$$

podemos observar que estos 8 parámetros solo dependen de 3 cantidades, lo que nos dice primeramente que debemos escoger igual número de variables para poder obtener las diferentes PI expresiones requeridas, es decir, en nuestro caso escogeremos a la densidad, la velocidad y el diámetro. Como segunda información importante tenemos que, vamos a obtener 5 PI expresiones.

$$\pi_1 = \rho^a v^b D^c P = (M/L^3)^a (L/T)^b (L)^c M/LT^2 = M^0 L^0 T^0$$

Al igualar los exponentes a cero,

$$M; \quad a \quad + 1 = 0$$

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

$$T; -b - 2 = 0$$

obtendremos los valores de los exponentes, los cuales para este caso son: $a = -1$, $b = -2$, $c = 0$, obteniendo así la primera expresión de PI que es,

$$\pi_1 = P / \rho v^2$$

$$\pi_2 = \rho^a v^b D_1^c \mu = (M/L^3)^a (L/T)^b (L)^c M/LT = M^0 L^0 T^0$$

Utilizando el mismo procedimiento anterior, obtenemos que los exponentes para la segunda expresión de PI serán $a = -1$, $b = -1$, $c = -1$, de donde,

$$\pi_2 = \mu / \rho v D_1, \text{ que es el número de Reynolds}$$

$$\pi_3 = \rho^a v^b D_1^c L = (M/L^3)^a (L/T)^b (L)^c L = M^0 L^0 T^0$$

De esta tercera expresión obtenemos,

$$\pi_3 = L/D_1$$

$$\pi_4 = \rho^a v^b D_1^c s = (M/L^3)^a (L/T)^b (L)^c L = M^0 L^0 T^0$$



De la cuarta expresión obtenemos,

$$\pi_4 = s/D_1$$

$$\pi_5 = \rho^a v^b D_1^c e = (M/L^3)^a (L/T)^b (L)^c L = M^a L^0 T^0$$

De la quinta expresión obtenemos,

$$\pi_5 = e/D_1$$

Encontrados los cinco valores de π_i , observamos que la variación de la presión se encuentra en la primera expresión de π_i , entonces este valor va a ser función de los otros 4 valores encontrados y así hemos encontrado la expresión de la caída de presión en tuberías corrugadas en función de los parámetros que van a afectar a la misma,

$$P/\rho v^2 = f(\mu/\rho v D_1, L/D_1, s/D_1, e/D_1)$$

3.2 PRUEBAS EXPERIMENTALES

En el capítulo anterior describimos los pasos a seguir en la experimentación. Primeramente se realizó los trabajos con la tubería de 110 mm, la tabla N. 1 mostrará a continuación los valores de presión obtenidos en las diferentes tomas a los diferentes valores de caudal de aire cuando la tubería esta

recta,

todos los valores de presión vienen dados en cms. de Kerex,

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	6.0	5.5	4.1	4.7	3.8	3.3	2.7	2.1	1.6	1.0
20	10.8	9.8	8.6	7.4	6.7	5.8	4.8	3.9	2.9	1.9
30	12.0	11.0	9.5	8.3	7.5	6.5	5.4	4.3	3.2	2.0
40	12.4	11.3	9.9	8.5	7.7	6.7	5.5	4.4	3.4	2.1
50	12.6	11.4	10.0	8.6	7.8	6.7	5.5	4.5	3.4	2.1
60	12.7	11.5	10.0	8.6	7.9	6.7	5.5	4.5	3.4	2.1
70	12.7	11.5	10.0	8.6	7.9	6.7	5.6	4.5	3.4	2.1
80	12.8	11.5	10.1	8.7	7.9	6.7	5.6	4.5	3.4	2.1
90	12.8	11.5	10.2	8.8	8.0	6.7	5.6	4.5	3.4	2.1
100	12.8	11.5	10.2	8.8	8.0	6.7	5.6	4.5	3.4	2.1

TABLA N. 1

Las tablas N. 2,3,4,5 y 6 presentaran las lecturas de presión a los diferentes valores de caudal, cuando la tubería se ha doblado 15, 30, 45, 60 y 90 grados respectivamente, igualmente que la tabla anterior los valores de presión vienen dados en cms. de Kerex,

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	6.4	5.7	5.0	4.3	4.0	3.4	2.8	2.2	1.6	1.0
20	11.0	9.8	8.7	7.6	6.9	5.7	4.8	3.7	2.9	1.8
30	12.0	11.0	9.7	8.3	7.7	6.5	5.4	4.2	3.2	2.0
40	12.4	11.2	9.9	8.5	7.8	6.5	5.5	4.3	3.2	2.1
50	12.6	11.3	10.0	8.6	7.8	6.6	5.5	4.4	3.3	2.1
60	12.6	11.4	10.1	8.7	7.9	6.7	5.5	4.4	3.3	2.1
70	12.7	11.5	10.2	8.7	8.0	6.7	5.5	4.5	3.4	2.1
80	12.7	11.5	10.2	8.7	8.0	6.7	5.5	4.5	3.4	2.1
90	12.7	11.5	10.2	8.7	8.0	6.7	5.5	4.5	3.4	2.1
100	12.7	11.6	10.2	8.8	8.0	6.7	5.6	4.5	3.4	2.1

TABLA N. 2

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	6.0	5.4	4.7	4.0	3.7	3.0	2.3	1.7	1.1	0.6
20	10.7	9.6	8.4	7.2	6.5	5.3	4.1	3.1	2.2	1.2
30	11.8	10.6	9.3	7.9	7.2	5.9	4.5	3.5	2.4	1.3
40	12.1	10.9	9.6	8.2	7.4	6.0	4.7	3.5	2.5	1.3
50	12.3	11.1	9.7	8.3	7.5	6.1	4.7	3.5	2.6	1.3
60	12.3	11.1	9.7	8.3	7.5	6.1	4.7	3.6	2.6	1.3
70	12.3	11.1	9.7	8.3	7.5	6.1	4.7	3.6	2.6	1.3
80	12.4	11.2	9.8	8.4	7.6	6.2	4.8	3.6	2.6	1.4
90	12.4	11.2	9.8	8.4	7.7	6.2	4.8	3.6	2.6	1.4
100	12.5	11.3	9.8	8.4	7.7	6.2	4.8	3.6	2.6	1.4

TABLA N.3

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	6.0	5.4	4.7	4.1	3.7	2.9	2.3	1.6	1.1	0.5
20	10.5	9.5	8.4	7.2	6.5	5.1	3.9	2.9	2.1	1.0
30	11.8	10.7	9.3	8.0	7.3	5.7	4.5	3.3	2.3	1.1
40	12.1	11.0	9.6	8.2	7.4	5.9	4.5	3.4	2.4	1.2
50	12.2	11.1	9.7	8.2	7.6	6.0	4.6	3.4	2.4	1.2
60	12.3	11.2	9.8	8.3	7.6	6.0	4.6	3.5	2.4	1.2
70	12.3	11.2	9.8	8.3	7.6	6.0	4.6	3.5	2.4	1.2
80	12.4	11.3	9.8	8.4	7.6	6.0	4.6	3.5	2.4	1.2
90	12.4	11.3	9.8	8.4	7.6	6.0	4.6	3.5	2.4	1.2
100	12.5	11.3	9.8	8.4	7.6	6.0	4.6	3.6	2.4	1.2

TABLA N. 4

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	5.9	5.3	4.7	4.1	3.7	3.1	2.4	1.9	1.5	0.7
20	10.9	9.9	8.8	7.6	7.1	5.7	4.5	3.5	2.7	1.3
30	12.0	11.0	9.8	8.5	7.8	6.3	4.9	3.9	3.0	1.5
40	12.4	11.3	10.0	8.7	8.0	6.4	5.1	4.1	3.0	1.5
50	12.5	11.4	10.1	8.7	8.1	6.5	5.1	4.1	3.1	1.5
60	12.5	11.4	10.1	8.8	8.1	6.5	5.1	4.1	3.1	1.5
70	12.6	11.5	10.2	8.8	8.1	6.6	5.1	4.1	3.1	1.5
80	12.6	11.5	10.2	8.8	8.1	6.6	5.1	4.1	3.1	1.5
90	12.6	11.5	10.2	8.8	8.1	6.6	5.1	4.1	3.1	1.5
100	12.7	11.6	10.3	8.9	8.2	6.6	5.2	4.2	3.1	1.5

TABLA N. 5

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Porcentaje de abertura									
10	5.4	4.9	4.3	3.7	3.4	2.7	2.1	1.5	1.1
20	10.6	9.6	8.5	7.4	6.6	5.4	4.1	3.1	2.2
30	11.9	10.9	9.6	8.4	7.4	6.1	4.5	3.5	2.4
40	12.2	11.2	9.9	8.6	7.7	6.2	4.6	3.6	2.5
50	12.3	11.2	9.9	8.6	7.7	6.3	4.7	3.6	2.5
60	12.4	11.2	9.9	8.6	7.8	6.4	4.7	3.6	2.5
70	12.4	11.3	10.0	8.7	7.8	6.4	4.8	3.7	2.6
80	12.4	11.3	10.0	8.7	7.8	6.4	4.8	3.7	2.6
90	12.4	11.4	10.0	8.7	7.8	6.4	4.8	3.7	2.6
100	12.5	11.4	10.0	8.7	7.8	6.4	4.8	3.7	2.6

TABLA N. 6

A continuación en la Tabla N. 7 se mostrarán los radios de curvatura, los cuales permitieron obtener los ángulos deseados,

Angulos	Radio de Curvatura
15.....	1.24 m.
30.....	1.14 m.
45.....	1.08 m.
60.....	0.96 m.
90.....	0.88 m.

TABLA N.7

Para determinar los valores de caudal, se uso un tubo de Pitot y un manómetro inclinado, el cuál nos da la presión de velocidad y de ahí que podemos determinar la velocidad del flujo. Para trabajos experimentales se recomienda que las lecturas de velocidad se hagan en diferentes posiciones de una sección transversal al flujo, las mismas que presentamos a continuación, donde el valor de "D" es el diámetro interior de la tubería,

- 0.043 D
- 0.146 D
- 0.296 D
- 0.5 D
- 0.704 D
- 0.854 D
- 0.957 D

La Tabla N. 8 nos presenta los valores de la presión de velocidad obtenida en 5 puntos de una sección transversal al flujo, para los diferentes porcentajes de abertura de la toma de aire del ventilador, las lecturas de la presión de velocidad o cabeza dinámico vienen dadas en cms. de agua,

Cabezal Dinamico	1	2	3	4	5
Porcentaje de Abertura					
10	4.8	5.8	7.6	5.6	3.6
20	8.4	11.6	13.6	10.8	6.8
30	10.9	13.7	15.5	12.9	7.8
40	10.9	13.9	16.1	13.2	8.2
50	11.4	14.6	16.7	14.1	8.4
60	11.5	14.8	16.8	14.1	8.9
70	12.0	14.9	16.8	14.2	9.0
80	12.1	15.0	16.9	14.2	10.0
90	12.1	15.1	16.9	14.3	10.2
100	12.2	15.2	17.0	14.4	10.3

TABLA N. 8

Realizada la experimentación con la tubería de 110 mm., se procedio bajo las mismas características a trabajar con la

tubería de 160 mm., es decir, se utilizó el mismo equipo y se procedió en el mismo orden, se trabajó primeramente con la tubería estando recta, luego cuando esta es doblada a 15, 30, 45, 60 y 90 grados, se tomaron los ángulos de curvatura y las velocidades de los regímenes de caudal a los cuales se trabajó, igualmente que en las tablas anteriores las lecturas de presión fueron hechas en cms. de kerex y las presiones de velocidad en cms. de agua.

La Tabla N. 9 nos dará las lecturas experimentales de la tubería cuando está recta y las Tablas N. 10, 11, 12, 13, 14 cuando se la halla doblado a 15, 30, 45, 60, 90 grados respectivamente. La Tabla N. 15 nos presentara los valores de los radios de curvatura, y la Tabla N. 16 los valores de la presión de velocidad obtenida con el tubo de Pitot.

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	1.0	0.9	0.8	0.6	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
20	5.0	4.6	4.2	3.7	3.5	3.1	2.7	2.5	1.9	1.6
30	7.1	6.3	5.8	5.1	4.5	4.3	3.7	3.1	2.5	2.1
40	7.2	6.4	5.8	5.1	4.5	4.3	3.8	3.2	2.6	2.1
50	7.2	6.5	5.9	5.2	4.6	4.4	3.8	3.3	2.6	2.1
60	7.3	6.5	5.9	5.2	4.7	4.4	3.8	3.3	2.6	2.1
70	7.4	6.5	6.0	5.3	4.7	4.5	3.8	3.3	2.6	2.1
80	7.4	6.5	6.0	5.3	4.7	4.5	3.8	3.3	2.6	2.1
90	7.4	6.5	6.0	5.3	4.7	4.5	3.8	3.3	2.6	2.1
100	7.4	6.5	6.0	5.3	4.7	4.5	3.8	3.3	2.6	2.1

TABLA N. 9

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	1.4	1.3	1.2	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
20	5.4	5.0	4.5	3.9	3.5	3.4	2.8	2.4	1.9	1.6
30	7.1	6.4	5.8	5.1	4.5	4.3	3.6	3.1	2.4	2.0
40	7.1	6.4	5.9	5.1	4.7	4.5	3.7	3.2	2.5	2.1
50	7.2	6.5	6.0	5.2	4.7	4.5	3.8	3.2	2.5	2.1
60	7.2	6.5	6.0	5.2	4.7	4.5	3.8	3.2	2.5	2.1
70	7.2	6.5	6.0	5.2	4.7	4.5	3.8	3.2	2.5	2.1
80	7.3	6.6	6.0	5.3	4.7	4.5	3.8	3.2	2.5	2.1
90	7.3	6.6	6.0	5.3	4.7	4.6	3.8	3.2	2.5	2.1
100	7.4	6.7	6.1	5.4	4.8	4.6	3.8	3.2	2.5	2.1

TABLA N. 10

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Porcentaje de abertura										
10	1.3	1.1	1.0	0.8	0.7	0.7	0.5	0.3	0.2	0.1
20	4.9	4.4	4.0	3.4	3.0	2.9	2.3	1.8	1.2	0.9
30	6.2	5.4	5.0	4.2	3.8	3.6	2.8	2.2	1.4	1.0
40	6.5	5.6	5.3	4.6	4.1	3.7	3.0	2.3	1.6	1.2
50	6.7	6.0	5.4	4.7	4.2	4.0	3.1	2.4	1.6	1.2
60	6.7	6.0	5.4	4.7	4.2	4.0	3.1	2.4	1.6	1.2
70	6.7	6.0	5.4	4.7	4.2	4.0	3.1	2.4	1.6	1.2
80	6.7	6.0	5.4	4.7	4.2	4.0	3.1	2.4	1.6	1.2
90	6.8	6.0	5.5	4.7	4.2	4.0	3.1	2.4	1.6	1.2
100	6.8	6.0	5.5	4.8	4.2	4.1	3.1	2.4	1.7	1.3



BIBLIOTEC

TABLA N. 11

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Porcentaje de abetura									
10	1.1	1.0	0.9	0.7	0.6	0.6	0.5	0.3	0.2
20	5.1	4.5	4.1	3.6	3.3	3.1	2.3	1.8	1.3
30	6.5	5.7	5.3	4.6	4.1	4.0	3.0	2.3	1.7
40	6.8	6.1	5.5	4.9	4.4	4.2	3.1	2.4	1.7
50	7.0	6.3	5.7	5.0	4.5	4.3	3.2	2.5	1.7
60	7.0	6.3	5.7	5.0	4.5	4.3	3.2	2.5	1.7
70	7.0	6.3	5.7	5.0	4.5	4.3	3.2	2.5	1.7
80	7.1	6.4	5.8	5.0	4.6	4.4	3.2	2.5	1.7
90	7.1	6.4	5.8	5.1	4.6	4.4	3.2	2.5	1.7
100	7.1	6.4	5.8	5.1	4.6	4.4	3.2	2.5	1.7



TABLA N. 12

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Porcentaje de abertura									
10	1.2	1.1	1.0	0.8	0.7	0.7	0.5	0.4	0.3
20	5.1	4.6	4.2	3.6	3.3	3.2	2.4	1.9	1.3
30	6.7	6.0	5.4	4.7	4.3	4.2	3.1	2.4	1.8
40	7.0	6.3	5.7	5.0	4.5	4.4	3.2	2.6	1.9
50	7.1	6.4	5.8	5.1	4.6	4.5	3.3	2.6	1.9
60	7.2	6.5	5.9	5.2	4.7	4.6	3.3	2.6	1.9
70	7.2	6.5	5.9	5.2	4.7	4.6	3.3	2.6	1.9
80	7.2	6.5	5.9	5.2	4.7	4.6	3.3	2.6	1.9
90	7.2	6.5	5.9	5.2	4.7	4.6	3.3	2.6	1.9
100	7.3	6.6	6.0	5.2	4.8	4.6	3.3	2.6	1.9

TABLA N.13

Tomas N.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Porcentaje de abertura									
10	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8	0.8	0.6	0.5	0.4
20	5.4	4.9	4.5	4.0	3.6	3.5	2.6	2.1	1.5
30	6.8	6.2	5.7	5.0	4.6	4.5	3.4	2.6	2.0
40	7.1	6.4	5.9	5.2	4.8	4.7	3.5	2.7	2.1
50	7.2	6.5	6.0	5.3	4.9	4.7	3.5	2.7	2.1
60	7.3	6.6	6.1	5.4	4.9	4.7	3.6	2.8	2.1
70	7.3	6.6	6.1	5.4	4.9	4.7	3.6	2.8	2.1
80	7.4	6.7	6.2	5.5	5.0	4.8	3.6	2.8	2.1
90	7.4	6.7	6.2	5.5	5.0	4.8	3.6	2.8	2.1
100	7.4	6.7	6.2	5.5	5.0	4.8	3.6	2.8	2.1

TABLA N. 14

Angulos	Radios de Curvatura
15.....	1.20 m.
30.....	1.15 m.
45.....	1.08 m.
60.....	1.00 m.
90.....	0.95 m.

TABLA N. 15

Cabezal Dinamico	1	2	3	4	5
Porcentaje de abertura					
10	1.8	2.2	2.3	1.7	1.0
20	7.1	9.1	9.5	8.3	5.6
30	8.2	12.1	12.7	9.0	6.0
40	8.6	12.2	13.0	9.3	6.7
50	9.0	12.4	13.1	9.4	7.1
60	9.2	12.5	13.4	9.6	7.4
70	9.8	12.6	13.6	10.6	7.9
80	10.0	12.8	13.7	10.7	8.2
90	10.1	13.0	13.8	10.8	8.6
100	10.7	13.0	13.9	11.0	8.9

TABLA N. 16

3.3 RESULTADOS

Obtenidos todos los datos experimentales que necesitamos para poder determinar la caída de presión en tuberías corrugadas, primeramente llevaremos estos datos experimentales a un sistema de unidades que nos permitan tabular de mejor manera nuestros resultados.

Nuestras lecturas de presión en cada una de las tomas ubicadas a lo largo de la tubería vienen dadas en cms. de Kerex y conociendo que la Presión es igual al producto del cabezal de altura por la gravedad y la densidad del líquido, podemos nosotros transformar esos cms. de Kerex en Pascales:

$$P = \rho_{\text{kerex}} * g * hm$$

Sabiendo además que la gravedad es igual a 9.81 m/s y que la densidad del Kerex es igual a 812 kg/m³, la ecuación para transformar el cabezal de altura a Pascales quedará reducida a;

$$P = 79.6572 hm \text{ (N/m}^2 \text{ = Pascales)}$$

Conociendo que el Tubo de Pitot con la ayuda del manómetro inclinado nos permite obtener el cabezal dinámico en cms. de agua, nosotros debemos transformarlos a cms. de aire, mediante la siguiente expresión,

$$(\rho h)_{\text{agua}} = (\rho h)_{\text{aire}},$$

donde la densidad del agua es 1000 kg/m^3 y la densidad del aire es 1.23 kg/m^3 pero para obtener el verdadero valor del cabezal dinámico en cms. de aire debemos multiplicar el cabezal dinámico en cms. de agua por un factor de corrección que nos da el manómetro inclinado, el cual es de 0.2 y haciendo la debida transformación de cms. a metros, podemos obtener el cabezal dinámico en ms. de aire con la siguiente expresión,

$$h_{\text{aire}} = (1000 * h_{\text{agua}} * 0.2) / (100 * 1.23),$$

la cual se reduce a,

$$h_{\text{aire}} = 1.63 * h_{\text{agua}}$$

Conociendo que el cabezal dinámico es igual a la velocidad elevada al cuadrado dividida para dos veces la gravedad, nosotros podemos obtener la velocidad del flujo de aire en m/s con la siguiente expresión,

$$v \text{ (m/s)} = (2 * 9.81 * h_{\text{aire}})$$

Como nosotros tenemos 5 valores de velocidad tomadas en una sección transversal al flujo debemos sacar el promedio entre ellas para obtener la velocidad media del flujo, y de esta manera obtendremos el caudal, si recordamos que el caudal es igual al producto de la velocidad media del flujo por el área

de la sección transversal al flujo, y además podemos obtener el número de Reynolds que es un valor sin dimensiones igual a $\rho v \cdot D / \mu$.

Conociendo los valores de la presión en cada una de las tomas ubicadas en la tubería podemos graficar ΔP vs L (longitud) y observar su comportamiento, estos gráficos N. 1 y 2, a presentarse, corresponde a la tubería de 110 mm. y 160 mm. cuando están en posición recta.

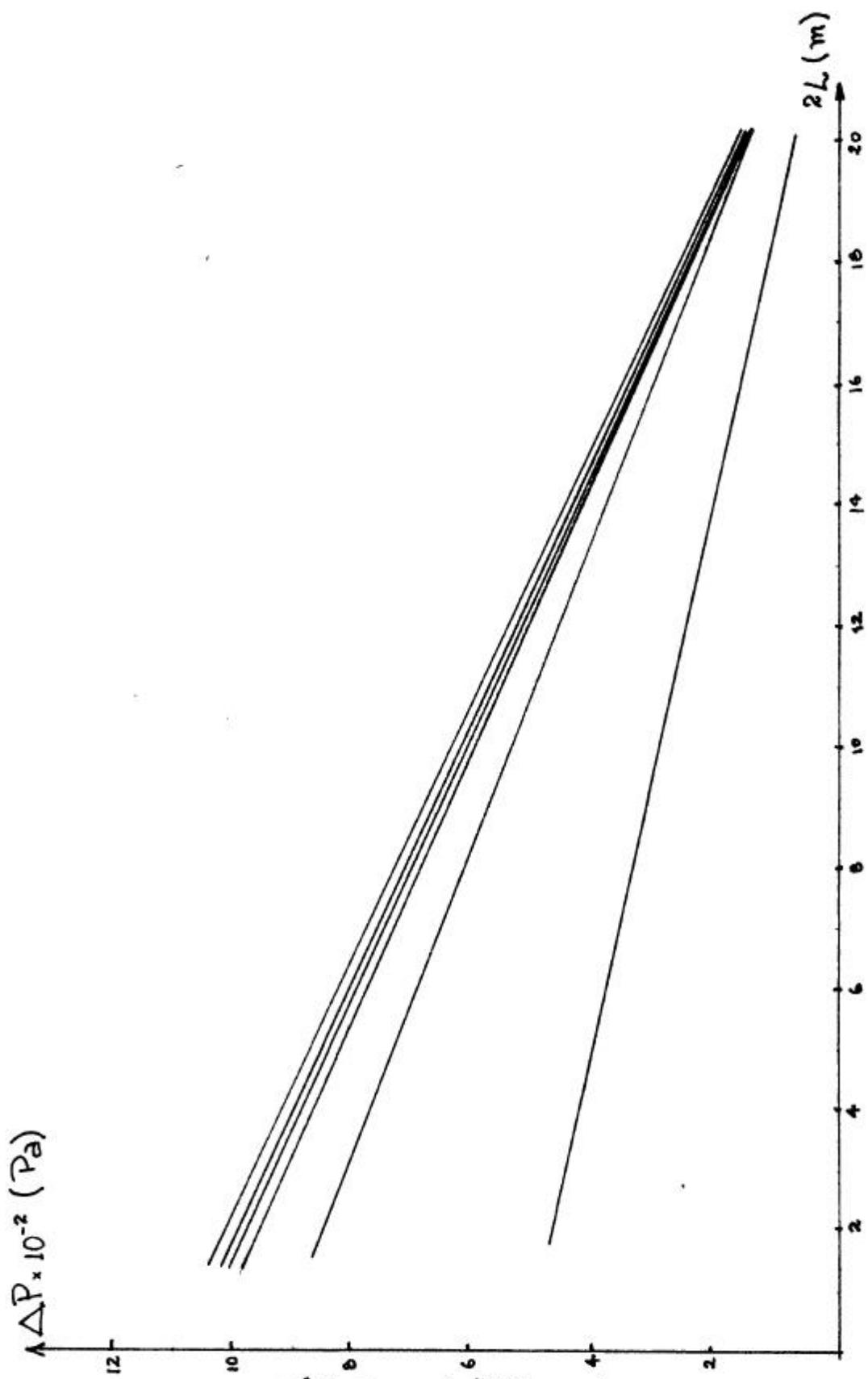


Gráfico n. 1 (110 mm.)

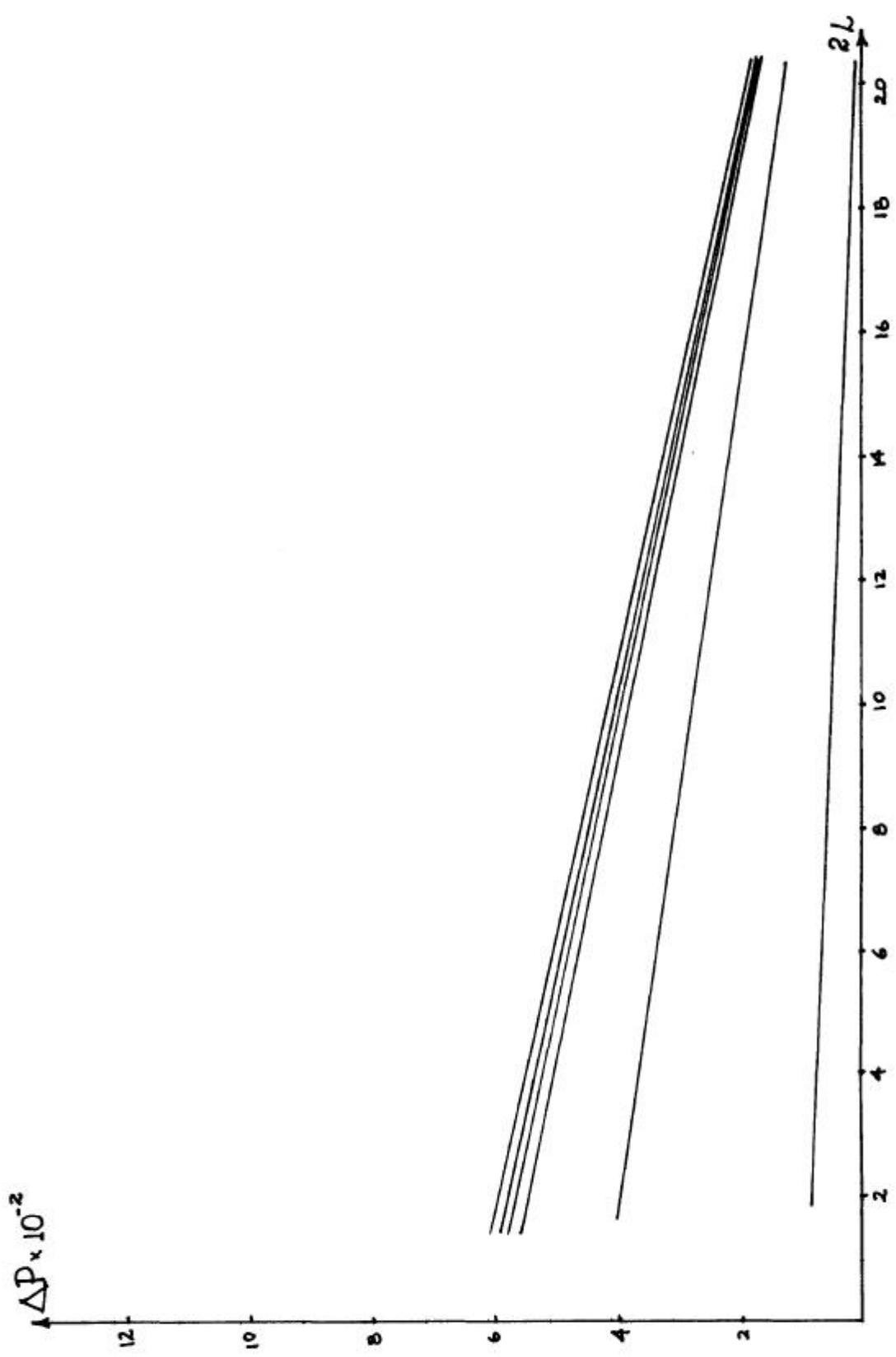


Gráfico n. 2 (160 mm.)

Como pudimos observar la variación de la caída de presión con respecto a la longitud es en forma lineal, lo cuál nos permite decir que nuestra ecuación obtenida del Análisis Dimensional nos queda de la siguiente forma,

$$P / (\rho v^2) = L/D_1 f(Re, s/D_1, e/D_1)$$



Si aplicamos una regresión lineal entre los puntos de las gráficas N. 1 y 2 y sabiendo que la pendiente de estas rectas es igual a $\Delta P/L$, podemos tabular estos datos.

Si nosotros llamamos al valor de la función $f(Re, s/D_1, e/D_1)$ como N , donde N es el factor de fricción de tuberías corrugadas, es posible ahora presentar los resultados obtenidos para la tubería de 110 mm. y de 160 mm. cuando están en posición recta en las tablas N. 17 y 18 respectivamente, de la siguiente manera,

Porcentaje de abertura	v (m/s)	Q (m ³ /s)	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	N
10	13.14	0.0885	43.44	0.813	0.01894
20	17.96	0.1210	77.53	1.112	0.01810
30	19.59	0.1319	87.04	1.213	0.01710
40	19.83	0.1335	89.56	1.227	0.01715
50	20.28	0.1366	90.82	1.255	0.01662
60	20.44	0.1377	91.63	1.265	0.01651
70	20.57	0.1385	91.63	1.273	0.01630
80	20.80	0.1401	92.45	1.287	0.01609
90	20.86	0.1405	92.89	1.291	0.01607
100	20.94	0.1410	92.45	1.296	0.01587

TABLA N. 17

Porcentaje de abertura	$v(m/s)$	$Q(m^3/s)$	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	N
10	7.59	0.1327	7.77	0.757	0.01636
20	15.92	0.2783	29.64	1.588	0.01419
30	17.52	0.3063	43.21	1.747	0.01708
40	17.84	0.3119	43.26	1.779	0.01649
50	18.10	0.3165	43.74	1.805	0.01620
60	18.25	0.3191	44.22	1.820	0.01610
70	18.67	0.3264	44.99	1.862	0.01566
80	18.82	0.3290	44.99	1.876	0.01541
90	18.97	0.3317	44.99	1.892	0.01517
100	19.18	0.3353	44.99	1.913	0.01483

TABLA N. 18

En la Tabla N. 19 presentaremos los valores de $s/D1$ y $e/D1$ para cada una de las tuberías,

Tubería	$s/D1$	$e/D1$
110 mm.	0.10970	0.03996
160 mm.	0.07842	0.03619

TABLA N. 19

Anteriormente definimos a N como el factor de fricción para tuberías corrugadas y vimos que era función del Reynolds, del espaciamiento y la altura del corrugado, ayudándonos de la Tabla N. 17, 18 y 19 y aplicando una regresión múltiple lineal logarítmica, podemos obtener el comportamiento de N en función de los parámetros que influyen en él, y es así que la expresión buscada es de la siguiente forma,

$$N = 6.17 * 10^{12} * (Re)^{-1.01} * (e/D1)^{0.07} * (s/D1)^{-3.41}$$

Cuando la tubería es doblada a diferentes ángulos con sus respectivos radios de curvatura se observa en las tablas N. 2, 3, 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13, 14 que la caída de presión es mayor y esto es debido al codo que se ha formado al doblarse de esas formas.

Cuando se realizó la experimentación con las tuberías dobladas,

estos codos que se formaron quedaron comprendidos entre la cuarta y la octava toma de presión, y para efectos de presentar los resultados es aceptable tomar esta parte de las tomas, pues, aquí consideramos el efecto que produce la curvatura desde momentos antes de ingresar a la misma y momentos después de salir de ella. Sabiendo que el efecto que produce esta curvatura afecta desde el inicio de la tubería y sabiendo además que desde la primera toma hasta la cuarta y desde la octava hasta la última toma de presión la tubería se encuentra recta nosotros podemos obtener experimentalmente los factores de fricción en los codos, al cual nosotros llamaremos M.

Las Tablas N. 20, 21, 22, 23 y 24 presentadas a continuación son los resultados obtenidos para la tubería de 110 mm. cuando se la ha doblado a 15, 30, 45, 60 y 90 grados respectivamente,

Porcentaje de abertura	v(m/s)	Q(m ³ /s)	$\Delta P/L$	Re*10 ⁻⁵	M
10	13.14	0.0885	43.02	0.813	0.01876
20	17.96	0.1210	78.86	1.112	0.01841
30	19.59	0.1319	83.65	1.213	0.01641
40	19.83	0.1335	85.24	1.227	0.01632
50	20.28	0.1366	85.23	1.255	0.01560
60	20.44	0.1377	87.62	1.265	0.01579
70	20.57	0.1385	86.82	1.273	0.01545
80	20.80	0.1401	86.82	1.287	0.01511
90	20.86	0.1405	86.82	1.291	0.01502
100	20.94	0.1410	87.60	1.296	0.01504

TABLA N. 20

Porcentaje de abertura	v (m/s)	Q (m ³ /s)	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	M
10	13.14	0.0885	47.79	0.813	0.02084
20	17.96	0.1210	84.44	1.112	0.01971
30	19.59	0.1319	91.60	1.213	0.01797
40	19.83	0.1335	96.39	1.227	0.01845
50	20.28	0.1366	98.78	1.255	0.01808
60	20.44	0.1377	97.18	1.265	0.01751
70	20.57	0.1385	97.18	1.273	0.01729
80	20.80	0.1401	98.76	1.287	0.01719
90	20.86	0.1405	99.56	1.291	0.01723
100	20.94	0.1410	99.56	1.296	0.01709



TABLA N. 21

Porcentaje de abertura	v(m/s)	Q(m ³ /s)	$\Delta P/L$	Re*10 ⁻⁵	M
10	13.14	0.0885	50.97	0.813	0.02222
20	17.96	0.1210	89.21	1.112	0.02082
30	19.59	0.1319	97.18	1.213	0.01906
40	19.83	0.1335	99.58	1.227	0.01906
50	20.28	0.1366	100.38	1.255	0.01837
60	20.44	0.1377	100.38	1.265	0.01809
70	20.57	0.1385	100.38	1.273	0.01786
80	20.80	0.1401	101.96	1.287	0.01774
90	20.86	0.1405	101.96	1.291	0.01764
100	20.94	0.1410	100.36	1.296	0.01723

TABLA N. 22

Porcentaje de abertura	$v(m/s)$	$Q(m^3/s)$	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	M
10	13.14	0.0885	45.41	0.813	0.01980
20	17.96	0.1210	86.03	1.112	0.02008
30	19.59	0.1319	96.38	1.213	0.01891
40	19.83	0.1335	96.38	1.227	0.01845
50	20.28	0.1366	97.17	1.255	0.01779
60	20.44	0.1377	98.75	1.265	0.01779
70	20.57	0.1385	98.75	1.273	0.01757
80	20.80	0.1401	98.75	1.287	0.01718
90	20.86	0.1405	98.75	1.291	0.01708
100	20.94	0.1410	98.76	1.296	0.01695

TABLA N.23

Porcentaje de abertura	v(m/s)	Q(m ³ /s)	$\Delta P/L$	Re*10 ⁻⁵	M
10	13.14	0.0885	45.39	0.813	0.01979
20	17.96	0.1210	88.43	1.112	0.02064
30	19.59	0.1319	101.16	1.213	0.01984
40	19.83	0.1335	104.35	1.227	0.01998
50	20.28	0.1366	103.55	1.255	0.01895
60	20.44	0.1377	104.34	1.265	0.01880
70	20.57	0.1385	103.55	1.273	0.01842
80	20.80	0.1401	103.55	1.287	0.01802
90	20.86	0.1405	103.55	1.291	0.01792
100	20.94	0.1410	103.55	1.296	0.01778

TABLA N. 24

Las Tablas N. 25, 26, 27, 28 y 29 son los resultados obtenidos para la tubería de 160 mm. cuando se la ha doblado a 15, 30, 45, 60 y 90 grados respectivamente,

Porcentaje de abertura	v(m/s)	Q(m ³ /s)	$\Delta P/L$	Re*10 ⁻⁵	M
10	7.59	0.1327	7.97	0.757	0.01678
20	15.92	0.2783	29.47	1.588	0.01410
30	17.52	0.3063	39.03	1.747	0.01542
40	17.94	0.3119	39.24	1.779	0.01457
50	18.10	0.3165	39.03	1.805	0.01445
60	18.25	0.3191	39.03	1.820	0.01421
70	18.67	0.3264	39.03	1.862	0.01358
80	18.82	0.3290	40.63	1.876	0.01392
90	18.97	0.3317	40.63	1.892	0.01370
100	19.18	0.3353	43.02	1.913	0.01

TABLA N. 25

Porcentaje de abertura	v(m/s)	Q(m ³ /s)	$\Delta P/L$	Re*10 ⁻⁵	M
10	7.59	0.1327	9.56	0.757	0.02013
20	15.92	0.2783	31.07	1.588	0.01487
30	17.52	0.3063	39.83	1.747	0.01574
40	17.84	0.3119	45.40	1.779	0.01730
50	18.10	0.3165	45.40	1.805	0.01681
60	18.25	0.3191	45.40	1.820	0.01653
70	18.67	0.3264	45.40	1.862	0.01580
80	18.82	0.3290	45.40	1.876	0.01555
90	18.97	0.3317	45.40	1.892	0.01530
100	19.18	0.3353	47.00	1.913	0.01550

TABLA N. 26

Porcentaje de abertura	$v(m/s)$	$Q(m^3/s)$	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	M
10	7.59	0.1327	7.17	0.757	0.01510
20	15.92	0.2783	36.64	1.588	0.01754
30	17.52	0.3063	45.40	1.747	0.01794
40	17.84	0.3119	50.18	1.779	0.01913
50	18.10	0.3165	50.19	1.805	0.01858
60	18.25	0.3191	50.19	1.820	0.01828
70	18.67	0.3264	50.19	1.862	0.01747
80	18.82	0.3290	50.98	1.876	0.01746
90	18.97	0.3317	52.57	1.892	0.01772
100	19.18	0.3353	52.57	1.913	0.01733

TABLA N. 27

Porcentaje de abertura	$v(m/s)$	$Q(m^3/s)$	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	M
10	7.59	0.1327	7.97	0.757	0.01678
20	15.92	0.2783	34.26	1.588	0.01640
30	17.52	0.3063	46.20	1.747	0.01826
40	17.84	0.3119	48.59	1.779	0.01852
50	18.10	0.3165	50.19	1.805	0.01858
60	18.25	0.3191	52.57	1.820	0.01915
70	18.67	0.3264	52.57	1.862	0.01829
80	18.82	0.3290	52.57	1.876	0.01800
90	18.97	0.3317	52.57	1.892	0.01772
100	19.18	0.3353	53.37	1.913	0.01760

TABLA N. 28

Porcentaje de abertura	v (m/s)	Q (m ³ /s)	$\Delta P/L$	$Re \cdot 10^{-5}$	M
10	7.59	0.1327	7.97	0.757	0.01678
20	15.92	0.2783	38.24	1.588	0.01830
30	17.52	0.3063	47.80	1.747	0.01889
40	17.84	0.3119	50.19	1.779	0.01913
50	18.10	0.3165	52.58	1.805	0.01947
60	18.25	0.3191	51.78	1.820	0.01886
70	18.67	0.3264	51.78	1.862	0.01802
80	18.82	0.3290	54.17	1.876	0.01855
90	18.97	0.3317	54.17	1.892	0.01826
100	19.18	0.3353	54.17	1.913	0.01786

TABLA N. 29

En la Tabla N. 30 se presentarán para cada tubería y para cada ángulo la respectiva relación radio de curvatura a diámetro interior.

Angulos	110 mm.	160 mm.
	r/Di	r/Di
15	13.39	8.04
30	12.31	7.71
45	11.66	7.24
60	10.37	7.70
90	9.50	6.37

TABLA N. 30

Con los datos del factor M, los valores de Reynolds y la relación radio de curvatura para diámetro interior, considerando que estas dos últimas variables van a ser las que más influirán sobre el factor M, podemos aplicar nuevamente una regresión lineal múltiple logarítmica para obtener el comportamiento del factor M en función de Re y r/Di, lo cual

nos presenta la siguiente ecuación,

$$M = 5370.32 * (r/D1)^{-0.66} * Re^{-0.94}$$

CAPITULO N. 4

ANALISIS ECONOMICO

Es importante cuando se realiza el estudio de nuevos elementos a implantarse en sistemas ya comunes, que se realice un estudio de mercado o análisis económico, pues, muy ligado con las características de funcionamiento se encuentra el aspecto económico, ya que, si este es muy alto tiene que verdaderamente justificarse su uso, es decir, las características de operación deben ser muy favorables, o lo contrario, si sus características de operación no son de un alto grado es el factor económico quien dará la pauta para el uso de nuevos elementos en un sistema.

4.1 COSTO INICIAL. EQUIPO E INSTALACION

Al hablar del costo inicial estamos refiriéndonos a los costos que están involucrados, desde la compra de la tubería, y de todos aquellos elementos que permitirán dejar a la misma en condiciones de entrar en funcionamiento.

Las Tuberías Corrugadas de PVC de 110 mm. y 160 mm. son producidas por PLASTIGAMA S.A. y el costo al cuál es vendida al

mercado, se los muestra en la siguiente Tabla N. 31

Diámetro mm.	Costo (sucres por metro)
110.....	1300
160.....	2700

TABLA N. 31

Siguiendo progresivamente, la forma en la cuál se realizarían los gastos, tenemos que saber el costo de los soportes, que son quienes permitirán mantener a la tubería elevada, este valor es de aproximadamente 150 sucres por kilo, en este valor va incluido el trabajarlo desde la plancha a soporte y a la vez su instalación.

Es importante también saber el costo de la mano de obra, la cuál puede ser evaluada por día de trabajo o cuando se tenga la suficiente experiencia al trabajar con esta clase de tubería se la puede evaluar por los metros de tubería instalada, ya que esta segunda forma evaluativa no es posible conocerla, podemos citar que actualmente a un obrero se le paga por su día de trabajo la cantidad de 1000 sucres.

Si hablamos de la máquina o ventilador a usarse, debemos recordar que el caballaje (Hp) es igual a la caída de presión por el flujo másico de aire a suministrarse, de ahí que si la

pérdida de presión es mayor como ocurre en el caso de las tuberías corrugadas debemos seleccionar un motor apto para vencer dicha pérdida de presión.

Si consideramos un ducto de acero comercial de diámetro de 92.6 mm. con una longitud de 6 metros, por donde fluye aire a una velocidad de 20.86 m/s, la pérdida de presión producida es de 553.6 N/m^2 , y si vemos la Tabla N. 17 la pérdida de presión en una tubería corrugada de 92.6 mm. de diámetro interior con una longitud de 6 metros es de 557.34 N/m^2 , lo que demuestra que la pérdida de presión en las tuberías corrugadas es mayor que en la de acero comercial, que es el material con la cuál se construye los ductos convencionales, pero así también podemos observar que la diferencia no es tan alta, lo que permitirá escoger o seleccionar un ventilador de iguales características que el que se usa con los ductos convencionales para este caso, pues, en el mercado no existe ventiladores para cada valor de Hp requerido, sino, que existen a valores standard sean estos de medio, tres cuarto o un Hp, es decir que el seleccionamiento de los ventiladores no resultará dificultoso y a la vez no se necesitara hacer cambios de los mismos.

4.2 COSTO OPERACIONAL Y MANTENIMIENTO

Conocemos que el aire que se encuentra en el ambiente posee partículas en suspensión, seas estas de cualquier índole, y sabiendo que en las corrugaciones de la tubería es el lugar mas propicio para que se depositen residuos de basura, para tener en buen estado a la tubería y para evitar la entrega o

extracción de aire sucio, es indispensable usar filtros, quienes facilitarán el mantenimiento de estas clases de tuberías.

La selección de filtros puede conocerse si se realiza un estudio del ambiente mediante un impactador de partículas o impactador de cascadas, instrumento que nos permitirá conocer la concentración de los diferentes tamaños de partículas en suspensión que hay en el aire, pues, con este dato es posible de mejor manera seleccionar el filtro adecuado, claro está, que esto se realizará siempre y cuando se requiera de un estudio minucioso para el montaje de esta clase de tubería. Actualmente la experiencia indica que los filtros a usarse en Ventilación Industrial son de dos tipos, los tipo esponja y las mallas de Aluminio.

El costo de cada uno de ellos, los presentamos en la Tabla N. 32,

Tipo de Filtro	Costo (sucres)
Esponja.....	1440
Malla de Aluminio.....	2310

Tabla N. 32

Estos dos tipos de filtros vienen en una sola presentación de 38 x 61 centímetros.

La experiencia también indica que los filtros de malla de Aluminio son los más durables, se recomienda igualmente que el mantenimiento de los filtros se lo realice cada mes.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- El trabajo de investigación realizado, necesito de una instrumentación sencilla y de fácil manejo, pues, no se requirio de otros instrumentos a más de los nombrados para llevar a cabo la misma.

2.- Hemos podido comprobar experimentalmente como la caída de presión varía linealmente con la longitud de la tubería, y a la vez que el factor de fricción para tuberías corrugadas obedece a diferentes variables de las que obedece el factor de fricción de D'ARCY para tuberías lisas. Ha sido posible con todos los datos tomados en la experimentación determinar la forma como varía este factor de fricción para tuberías corrugadas (N) con las variables que determinaramos mediante el Análisis Dimensional, el número de Reynolds, el espaciamiento y la altura del corrugado.

3.- Debido a que se trabajo con la tubería doblada a 15, 30, 45, 60 y 90 grados fue posible comprobar experimentalmente que las pérdidas de presión en estos casos es mayor que cuando la tubería se encuentra en forma recta, a la vez, que fue posible determinar un factor de fricción debido a la curvatura (M) en funcion del radio de curvatura y del número de Reynolds.

4.- Ya en el análisis económico es posible decir que el trabajar con esta clase de tubería resulta más beneficioso, pues, si

analizamos un caso en particular de una instalación de 6 metros de ductos, para esta longitud el hacerlo con los ductos de acero galvanizado se necesita de 1 plancha para el ducto, 1 plancha para los soportes, flejes, y demás elementos para sujetar el ducto, a más de esto es necesario usar clavo, fulminante y pegamento para sellar los ductos, el costo aproximado para montar estos 6 metros de ductería se desglosa a continuación:

elementos	costo total
- Planchas Galvanizadas.....	24000 s.
-Clavo y Fulminante.....	2700 s.
-Maxifuller.....	2500 s.
-Mano de Obra.....	122680 s.
	total 151880 s.

Si para instalar 6 metros de tubería corrugada, en lugar de los ductos convencionales, el costo aproximado es de:

elementos	costo total
-Tubería Corrugada.....	12000 s.
-Soportes.....	12000 s.
-Filtros.....	4000 s.
-Mano de Obra.....	11000 s.
	total 39000 s.

Comparando los dos gastos con los tipos diferentes de instalación podemos ver que resulta más económico usar las tuberías corrugadas, a pesar de que en ellas existen mayor pérdidas de presión.

5.- En los Resultados pudimos observar que en la tubería corrugada se produce mayor pérdida de presión que en los ductos convencionales, y que esta diferencia no es tan representativa como para cuando se hace la selección del ventilador sea necesario elegir otro de diferentes características por ende el costo al comprar el ventilador no variará y además el consumo de energía eléctrica que sí va a ser mayor cuando se trabaje con tuberías corrugadas tampoco será un valor representativo, de ahí que en lo que respecta a equipo podemos decir que, el costo de equipo no será un factor a considerarse en el caso de que se cambie el tipo de instalación.

6.- Con todo este análisis se deja abierta la incógnita tanto para los señores que trabajan en la ventilación para que puedan implantar este tipo de tubería, como a los señores que las fabrican para que puedan producir tuberías de mayor diámetro y a la vez puedan investigar más en los tipos de accesorios o elementos secundarios de PVC que pueden ser usados.

BIBLIOGRAFIA

1. FOX R. and Mc DONALD A., Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley and Sons Inc. , USA., 1984, p. 676
2. LASCANO R., Copiados de Dinamica de Gases
3. SHAMES I., Mechanics of Fluids, Mc Graw-Hill, USA., 1982, p. 680
4. WEAST R., CRC Handbook of Physics, CRC Press Inc., USA., 1983, p. 2780