

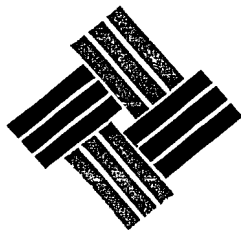
881217

UNIVERSIDAD ANAHUAC

ESCUELA DE INGENIERIA

Con estudios Incorporados a la Universidad Nacional Autónoma de México

5
24



"ACOPLAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS A REDES DE DISTRIBUCION MULTIPLES"

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Area: Mecánica

P R E S E N T A

LUIS FRANCISCO OLAVARRI HERVELLA

MEXICO, D. F.

1991



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 está 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.

INDICE.

PAGINA.

INTRODUCCION.

CAPITULO I.- PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS.

1.1. VISCOSIDAD DINAMICA.	2
1.2. VOLUMEN DE CONTROL	3
1.3. ECUACION DE CONTINUIDAD.	4
1.4. ECUACION DE BERNOULLI.	6
1.5. PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.	7
1.6. ECUACION DE BERNOULLI MODIFICADA	11
1.7. FLUJO VISCOZO INCOMPRESIBLE.	14
1.8. PERDIDAS EN TUBERIAS Y ACCESORIOS.	17
1.9. DIAGRAMA DE MOODY.	30
1.10. SOBREPRESIONES Y DEPRESIONES PELIGROSAS EN ESTRUCTURAS Y MAQUINAS HIDRAULICAS	32

CAPITULO II.- BOMBAS CENTRIFUGAS.

2.1. CARACTERISTICAS GENERALES.	36
2.2. FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	42

2.3. SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.	47
2.4. INSTALACION Y OPERACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.	53
2.5. CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	61
2.6. CURVAS DE SISTEMAS DE BOMBEO	69

CAPITULO III.- SISTEMAS DE IRRIGACION.

3.1. REDES DE TUBERIAS.	74
3.2. METODO DE HARDY-CROSS.	79
3.3. METODO DE NEWTON-RAPHSON	80

CAPITULO IV.- APLICACION PRACTICA A SISTEMAS DE IRRIGACION.

4.1. SOLUCION TEORICA DE UN SISTEMA DE IRRIGACION A ESCALA, ALI MENTADO POR UNA BOMBA CENTRIFUGA	84
4.2. MICROASPERORES.	102
4.3. RESOLUCION PRACTICA A SISTEMAS DE IRRIGACION	103

CONCLUSIONES.	112
-----------------------	-----

BIBLIOGRAFIA	114
------------------------	-----

INTRODUCCION.

Debido a la importancia que han adquirido los sistemas de bombeo y en especial los sistemas de irrigación, es necesario conocer más a fondo y obtener una experiencia práctica confiable en el diseño y cálculo de este tipo de sistemas. El ahorro de energía, la optimización de los costos y la necesidad de lograr un suministro de agua adecuado en diferentes cultivos, ha ocasionado que las redes hidráulicas con salidas múltiples, deban estar calculadas y analizadas con todo detalle desde la etapa de planeación o diseño preliminar.

En este trabajo de tesis se presenta un análisis de los factores que influyen en el diseño, construcción y operación de sistemas de irrigación, planteando las ecuaciones que rigen el comportamiento de estos sistemas, obteniendo numéricamente la distribución de gastos volumétricos en cada rama del sistema.

La construcción y prueba experimental de un sistema de irrigación a escala, acoplado a una bomba centrífuga, le da a los análisis numéricos planteados en esta tesis, un respaldo experimental que ha sido un apoyo importante en la evaluación de los resultados teóricos obtenidos, pues la comparación que se presenta entre los resultados numéricos y los valores experimentales observados, permiten que esta tesis sea una experiencia provechosa para adquirir un criterio útil en el diseño de este tipo de redes hidráulicas.

PROPIEDADES EN LOS FLUIDOS.

1.1. VISCOSIDAD DINAMICA.

Un sólido puede soportar esfuerzos normales (llamados así, porque la fuerza es normal al área que resiste la deformación y hay de dos clases, de compresión y de tracción). Todos los cuerpos se deforman bajo la acción de las fuerzas tangenciales a que están sometidos y esta deformación depende de la magnitud de la fuerza.

En los cuerpos elásticos, la deformación desaparece cuando deja de actuar la fuerza.

Los fluidos como los sólidos pueden estar sometidos a esfuerzos cortantes o tangenciales. En los fluidos la deformación aumenta constantemente, bajo la acción del esfuerzo cortante, por pequeño que éste sea, es decir, un fluido sometido a un esfuerzo cortante se deforma continuamente.

Esto lo dice una ley planteada por Newton, que rige este fenómeno y afirma que la fuerza F es proporcional a la superficie A de la placa en movimiento, al gradiente de velocidad y a un coeficiente μ , que se denomina viscosidad dinámica.

$$\tau = F/A \mu \, dv/dy$$

$$F = A \mu \, dv/dy$$

o bien siendo, por definición F/A es el esfuerzo cortante que llamaremos

$$\tau = \mu \, dv/dy \quad 1.2$$

Esta viscosidad dinámica expresada en el sistema internacional de unidades, o sea, en Kg-mas/mts-seg.

En la práctica se utiliza mucho más la relación de la viscosidad dinámica μ y densidad ρ que se llama viscosidad cinemática.

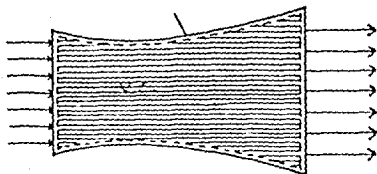
$$\nu = \mu/\rho \quad 1.3$$

La viscosidad dinámica de los fluidos varía mucho con la temperatura, disminuyendo cuando sube la temperatura, y aumentando cuando baja la temperatura.

Esto sólo es válido para líquidos; para los gases, ocurre lo contrario.

1.2. VOLUMEN DE CONTROL.

A un espacio con volumen fijo y determinado se le llama volumen de control. El contorno de dicho volumen se llama superficie de control. La cantidad e identidad de la materia en el volumen de control puede variar con el tiempo, pero la forma del volumen de control es fija. Un volumen de control se muestra en la figura 1.1.



VOLUMEN DE CONTROL

Figura 1.1

1.3. ECUACION DE CONTINUIDAD.

El caudal Q , es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente.

Llamando dA al elemento infinitesimal de área, siendo V_n la componente de la velocidad normal a ese elemento se tendrá:

$$dQ = V_n dA \quad 1.4$$

Integrando

$$Q = \int V_n dA$$

Si la corriente es uniforme (velocidad constante) o si V es la velocidad media y A la sección transversal total, la ecuación adopta la forma sencilla.

$$Q = AV \quad 1.5$$

De donde se puede obtener la ecuación de continuidad para un hilo de corriente y donde la masa que entra es igual a la masa que sale. Por lo tanto:

Véase Figura 1.2.

$$\rho_1 V_1 dA = \rho_2 V_2 dA = \rho_3 V_3 dA$$

Luego, para un fluido compresible se tiene que $\gamma = \rho g$ se tendrá:

$$\gamma_1 V_1 dA = \gamma_2 V_2 dA = \gamma_3 V_3 dA = C$$

Y para un fluido incompresible se tiene:

$$V_1 dA_1 = V_2 dA_2 = V_3 dA_3 = C \quad 1.6$$

Donde la ecuación de continuidad para un tubo de corriente (Fig. 1.2) y un flujo incompresible, se obtiene integrando.

$$Q = \int dQ = \int v dA = C$$

$$Q = AV = C \quad 1.7$$

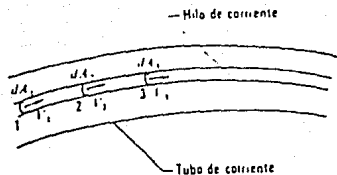


Figura 1.2

1.4. ECUACION DE BERNOULLI.

La ecuación de Bernoulli es una forma de expresar la ecuación fundamental de $F = ma$ para un fluido en movimiento.

La ecuación 1.8 se conoce como la ecuación de Bernoulli.

$$P_1/\rho + gZ_1 + V_1^2/2 = P_2/\rho + gZ_2 + V_2^2/2 \quad 1.8$$

La ecuación de Bernoulli se obtiene de la integración de la ecuación de Euler a lo largo de una línea de corriente para un flujo estacionario - incompresible y sin rozamiento.

Muchas veces se utiliza equivocadamente esta ecuación, debido a que no se tienen presentes las restricciones implicadas en su deducción. Así, es importante recordar las suposiciones hechas al obtener dicha ecuación.

- 1.- Flujo Estacionario.
- 2.- Flujo Incompresible.
- 3.- Flujo sin Rozamiento.
- 4.- Flujo a lo Largo de una Linea de Corriente.

1.5. PRIMERA LEY DE TERMODINAMICA.

El primer principio de la termodinámica establece que la energía debe conservarse en todo instante. De aquí, el primer principio hace un balance de la energía que entra, de la que sale y de la que se queda en el sistema o en un volumen de control. Considérese la figura 1.3.

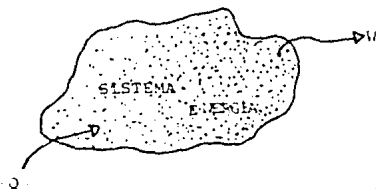


Figura 1.3

Si se define como:

E = energía total almacenada en un sistema para cualquier instante t .

Q = calor neto añadido al sistema.

W = trabajo realizado por el sistema.

Se tiene por la primera ley de la termodinámica:

$$DE/Dt = dQ/dt - dW/dt \quad 1.9$$

Aplicando lo anterior a un volumen de control y tomando a \bar{e} como la propiedad extensiva y utilizando la ecuación de Reynolds, tenemos:

$$DE/Dt = \underbrace{\iint_{s.c.} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A}}_{\text{v.c.}} \bar{e} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{v.c.}} e \, dv$$

Donde e es la suma de los diferentes tipos específicos de energía (cinética, potencial e interna).

Utilizando la Ec. 1.9 e igualando, tenemos:

$$dQ/dt - dW/dt = \iint_{s.c.} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \bar{e} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{v.c.}} e \, \rho \, dv$$

Considérese la figura 1.4:

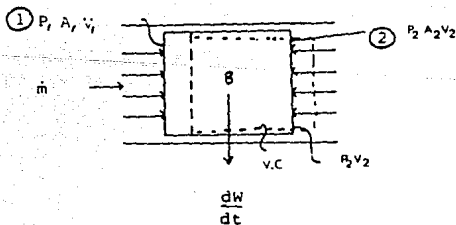


Figura 1.4

dw/dt está compuesto de dos tipos de trabajo:

A).- Trabajo de flujo: será desarrollado para hacer fluir la substancia y se debe a la presión.

B).- Trabajo de flecha: turbinas, bombas, etc.

Para poder valuar el trabajo del flujo, se hace un balance entre la energía a la entrada y a la salida del sistema.

Para la entrada se tiene:

$$P_1 dA_1 (\overline{ds/dt}) = P_1 \overline{dA_1} \cdot \overline{V_1}$$

donde:

V es el vector velocidad.

s es el vector desplazamiento.

Para la salida se tiene:

$$P_2 dA_2 (\overline{ds/dt}) = P_2 \overline{dA_2} \cdot \overline{V_2}$$

Es la potencia realizada a la salida del volumen de control

La potencia neta sobre el volumen de control será:

$$\iint_{A_1} P_1 \overline{dA_1} \cdot \overline{V_1} - \iint P_2 \overline{dA_2} \cdot \overline{V_2} = \underbrace{\iiint_{s.c} P v(\rho \cdot \overline{v} \cdot \overline{dA})}_{s.c}$$

Multiplicando por la unidad $\rho v=1$ la primera ley queda como:

$$dQ/dt - dw/dt = \underbrace{\iint_{s.c.} P v}_{\bar{P} \bar{V} \cdot d\bar{A}} - \underbrace{\iint_{s.c.} e(\rho \bar{V} \cdot d\bar{a})}_{\rho \bar{V} \cdot d\bar{A}} + \partial/\partial t \iiint_{v.c.} e \rho dv$$

Si el flujo es estable:

$$\partial/\partial t = 0$$

$$dQ/dt - dw/dt = \underbrace{\iint_{s.c.}}_{\rho \bar{V} \cdot d\bar{A}} (u + V^2/2 + gZ + Pv)$$

ó:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \underbrace{\iint_{s.c.}}_{\rho \bar{V} \cdot d\bar{A}} (V^2/2 + gZ + u + Pv) \tag{1.10}$$

La ecuación 1.10 se establece como la primera ley de la termodinámica - para un sistema estable.

Para un volumen de control con una entrada y una salida como lo muestra la figura 1.5.

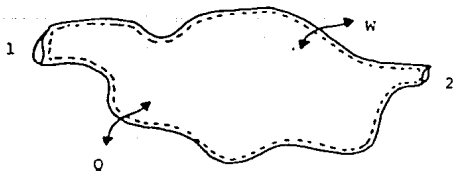


Figura 1.5

Finalmente y aplicando la primera ley de la termodinámica, se tiene:

$$\dot{Q} + (V_1^2/2 + gZ_1 + u_1 + P_1 v_1) \dot{m} = (V_2^2/2 + gZ_2 + u_2 + P_2 v_2) \dot{m} + \dot{W} \quad 1.11$$

1.6. ECUACION DE BERNOULLI MODIFICADA.

La ecuación de Bernoulli modificada, se obtiene de plantear la segunda ley de Newton a un elemento de fluido en la dirección de la línea de corriente y con las fuerzas mostradas en la figura 1.6, e incluyendo el hecho de que la fricción está presente.

Aplicando $\vec{F} = m\vec{a}$.

$$PA - (P + dP)A - \tau\omega dAs - \rho gAdz \cos \theta = \rho dSA (dv/ds) (ds/dt)$$

Eliminando términos, sustituyendo que $\cos \theta = dz/ds$.

$$Adp + \tau\omega dAs + \rho gAdz + \rho AVdV = 0$$

Donde:

$$dAs = (\text{perímetro mojado}) = ds\pi D$$

Para un ducto circular (de diámetro D).

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

Dividiendo entre A

$$dP + \tau\omega 4ds/D + \rho g dz + \rho VdV = 0$$

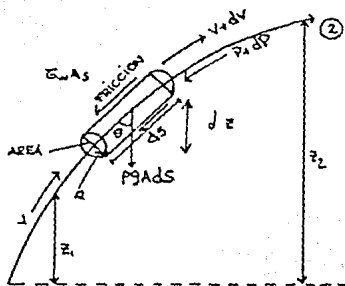


Figura 1.6

Por otro lado, es necesario determinar una expresión para evaluar el es fuerzo cortante existente en un flujo. Para esto, se define por conveniencia, un factor de fricción \$f\$ adimensional que relaciona a \$\tau_w\$ como:

(1)

$$\tau_w = f/4 (1/2 \rho V^2)$$

Sustituyendo en la ecuación 1.12, se tiene:

$$dP + 1/2 \rho V^2 (f ds/D) + \rho g dz + \rho d(V^2/2) = 0$$

Se toma un tramo cualquiera del tubo y se marcan dos puntos cualquiera, de modo que se tenga una longitud \$L\$, como se ve en la figura 1.7, e integrando entre esos dos puntos 1 y 2, se tiene:

$$\int_1^2 dp + 1/2 \rho V^2 (1/D) \int_1^2 ds + \rho g \int_1^2 dz + \rho \int_1^2 d(V^2/2) = 0$$

$$P_2 - P_1 + 1/2 \rho V^2 (1/D) L + \rho g (z_2 - z_1) + \rho [(V_2^2 - V_1^2)/2] = 0 \quad 1.13$$

Donde:

L es la longitud de tubo entre 1 y 2, se supone que a lo largo de este tubo se generan diferentes tipos de pérdidas.

Dividiendo entre ρ :

$$P_1 / \rho + V_1^2 / 2 + g z_1 = P_2 / \rho + V_2^2 / 2 + g z_2 + \sum_1^2 1/2 V^2 (fL/D) + \sum_1^2 (1/2) V^2 K$$

Donde:

$$\sum_1^2 h_l = \sum_1^2 (1/2) V^2 (fL/D) \quad 1.14$$

Esta sumatoria se refiere a las pérdidas por fricción entre 1 y 2, denominadas primarias.

Por otra parte, las pérdidas por accesorios o secundarias, están dadas por:

$$\sum_1^2 h_m = \sum_1^2 (1/2) V^2 K \quad 1.15$$

Donde:

f = coeficiente experimental de pérdidas primarias en el tubo.

K = coeficiente experimental de pérdidas secundarias por accesorios.

$$P_1 / \rho + gz_1 + V_1^2 / 2 = P_2 / \rho + gz_2 + V_2^2 / 2 + \sum_1^2 h_l + \sum_1^2 h_m \quad 1.16$$

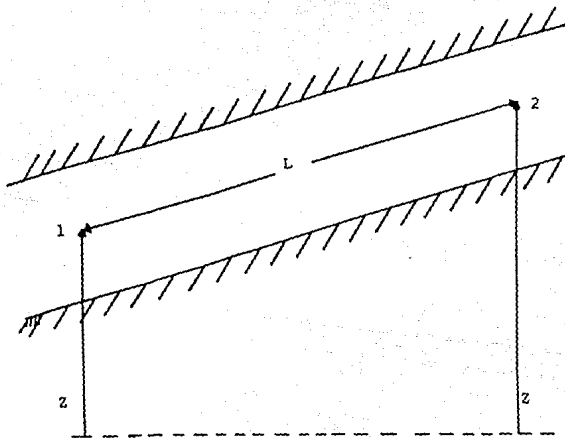


Figura 1.7

1.7. FLUJO VISCOSO INCOMPRESIBLE.

Por el hecho de ser viscosos los fluidos, al ser transportados en un ducto, presentan algún grado de adhesión, tanto a las paredes de éste, como entre las capas del fluido.

Un perfil de velocidad se establece entre las paredes del ducto y la --

forma de este perfil depende del tipo de flujo.

Por otra parte, el tipo de flujo determinará la magnitud de las fuerzas de fricción que actúan sobre el fluido en movimiento; y se pueden presentar tres casos.

- Flujo Laminar: En este tipo de flujo, el fluido se transporta o fluye en capas bien determinadas y una partícula de fluido permanece en su capa indefinidamente.

En el flujo laminar, el esfuerzo cortante en el fluido es causado por el deslizamiento de una capa de fluido sobre otra. Según se aumenta la velocidad del flujo, las líneas de corriente se rompen, volviéndose onduladas y desaparecen eventualmente, transformándose en flujo turbulento.

En un flujo inicialmente laminar al incrementar la velocidad del fluido existirá una zona de transición, después de la cual el flujo será completamente turbulento.

El flujo laminar puede ser inestable, es decir, una perturbación externa podrá detonar la turbulencia dependiendo de la magnitud de tal perturbación.

- En flujo turbulento las fluctuaciones de velocidad desaparecen cerca de una frontera física, por lo menos las fluctuaciones normales a esta, debido a esto se origina, dentro del flujo turbulento, una región de flujo laminar, llamada subcapa laminar.

El grosor de la subcapa laminar depende del nivel de turbulencia del flujo, a mayor turbulencia el grosor de la subcapa disminuye, como lo muestra la figura 1.8.

Es importante conocer el tipo de flujo, es decir, si es turbulento o laminar para calcular la fricción. Experimentalmente se ha encontrado que para efectos prácticos, un número de Reynolds abajo de 2000 corresponde a un regimen laminar; y con números mayores de 10000, el regimen es turbulento.

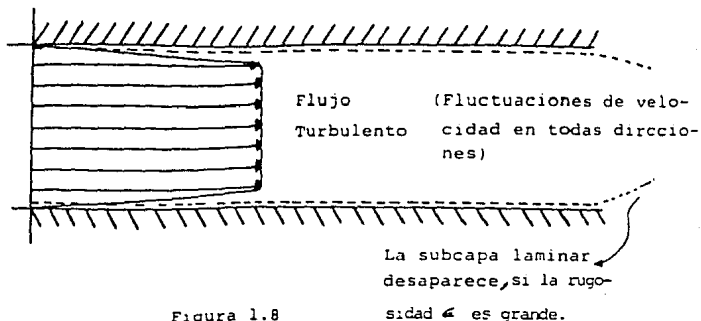


Figura 1.8

Se tiene que:

Si $Re \geq 10,000$ el flujo es turbulento.

Si $2,000 < Re < 10,000$ está en transición.

Si $Re \leq 2,000$ el flujo es laminar.

$$\delta = \mu/\rho$$

$$\text{Rey} = VD/\delta$$

En tuberías exclusivamente.

1.8. PERDIDAS EN TUBERIAS Y ACCESORIOS.

Los conductos que se utilizan para transportar fluidos, son de dos tipos:

Conductos cerrados o tuberías, en los cuales los fluidos se encuentran bajo presión y conductos abiertos o canales.

El cálculo de la resistencia o pérdida de carga en las dos clases de conductos presentan problemas análogos; pero la pérdida de carga en canales no se tratará en este texto.

Las pérdidas de carga en tuberías son de dos clases: primarias y secundarias.

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto -- del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento); por tanto, principalmente en los tramos de tubería de sección constante.

Las pérdidas secundarias son las pérdidas que tienen lugar en las tran-

siones (estrechamiento o expansiones de la corriente), codos, válvulas y en toda clase de accesorios de tuberías.

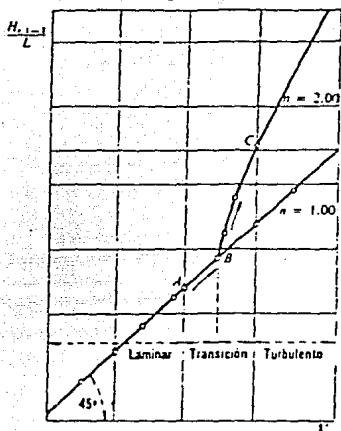
En el cálculo de las pérdidas de carga en tuberías afectan dos factores: el acabado superficial de la tubería (lisa o rugosa) y el tipo de régimen de flujo (laminar, transición o turbulento).

Analizando en primer lugar el tipo de régimen:

Supóngase una tubería de sección constante, en la cual se estudiará, -- que sucede cuando aumenta el caudal y, por tanto, la velocidad del fluido.

En la figura 1.9 se representan las pérdidas de carga por unidad de longitud como ordenada y la velocidad como abscisa.

Si la velocidad del fluido en la tubería es pequeña, el régimen es laminar. Entonces, como se ve en la figura trazada en papel doblemente logarítmico, la pérdida de carga es proporcional a la primera potencia de la velocidad. En el punto A, el régimen pasa de laminar a turbulento -- (zona de transición). En el punto C, el régimen es ya francamente turbulento. Como se ve, en régimen turbulento, la pérdida de carga es mucho mayor, siendo en este caso proporcional a la segunda potencia de la velocidad. Se observa, una vez más, que en realidad no es la velocidad la que condiciona este fenómeno, sino el número de Reynolds. En el punto B, el régimen empieza a ser turbulento.



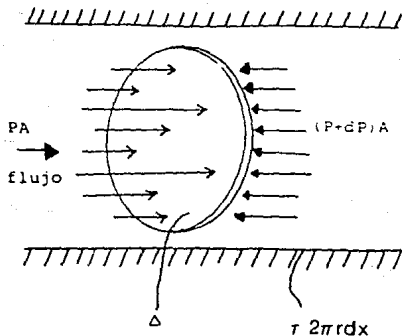
Carga por unidad de longitud

Figura 1.9

Para poder determinar, tanto las pérdidas primarias como las secundarias, es importante conocer diversos factores como: el tipo de flujo, rugosidad, viscosidad, etc.

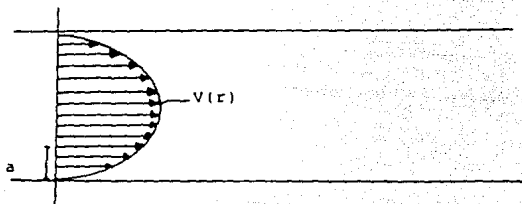
Para las pérdidas primarias, por principio, es necesario saber qué es el factor de fricción. El valor del factor de fricción entre el fluido y la pared adyacente que lo contenga, está influenciado por el perfil de velocidades en el tubo.

Para el flujo laminar se puede obtener una expresión para el factor de fricción.



fuerza actuando sobre elemento diferencial del flujo de radio r y altura dx .

Suponiendo que el flujo es laminar el perfil será:



Sumando fuerzas en la dirección del flujo.

$$\Sigma F=0 \quad (\text{no hay aceleración})$$

$$PA - (P + dP) A - \tau 2 \pi r dx = 0$$

$$dP A - \tau 2 \pi r dx = 0$$

$$A = \pi r^2$$

$$dP \pi r^2 - \tau 2 \pi r dx = 0$$

Por lo tanto:

$$\frac{-dP}{dx} = \frac{2\tau}{r}$$

Sustituyendo que:

$$\tau = \mu (dv/dr) \text{ pared}$$

$$dP/dx = 2/r (\mu) dv/dr$$

La definición de esfuerzo cortante

$$\tau = 1/4 (1/2) \rho V^2 \text{prom}$$

$$\tau = \mu (dv/dr) \text{ pared}$$

Iguando se obtiene:

$$(dv/dr) \text{ pared} = 1/4 \mu (1/2) \rho V^2 \text{prom}$$

Obteniendo el valor de dv/dr del perfil

$$\begin{aligned} dv/dr &= (dp/dx)a^2/4\mu(1/a^2)2r \\ &= dp/dx(r/2\mu) \end{aligned}$$

Valuando en la pared ($r = a$)

$$dv/dr_{\text{pared}} = (dp/dx) a/2\mu$$

Sustituyendo el valor de dp/dx en función de V_{prom} .

$$dp/dx = - V_{\text{prom}} (8 \mu/a^2)$$

Y sustituyendo en dv/dr_{pared} se obtiene

$$dv/dr_{\text{pared}} = -V_{\text{prom}} (8\mu/a^2) (a/2\mu) = -V_{\text{prom}} 4/a$$

$$dv/dr = -V_{\text{prom}} 4/a$$

$$dv/dr_{\text{pared}} = -V_{\text{prom}} 4/a$$

Iguando esta dv/dr con

$$dv/dr = f/4 \quad (1/2 \rho V^2_{\text{prom}})$$

se obtiene

$$V_{\text{prom}} 4/a = f/4 \mu (1/2 \rho V^2_{\text{prom}})$$

Despejando f:

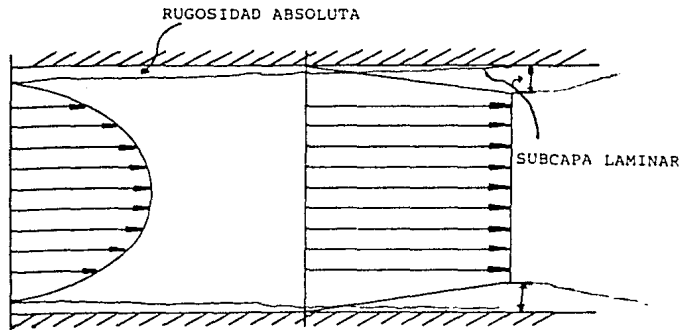
$$f = 64 \mu / \rho V_{prom} D$$

1.17

$$f = 64/Re \text{ para flujo laminar}$$

Para flujo laminar completamente desarrollado f (el factor de fricción) depende, en general, del número de Reynolds y de la forma de ducto, pero no depende de la rugosidad del ducto.

La razón de esto, es debido a la forma parabólica del perfil de velocidad, el cual no permite que las protuberancias rugosas afecten a la mayor parte del flujo, mientras que en flujo turbulento el factor de fricción es influenciado por la rugosidad. Las protuberancias rugosas sobre pasan la subcapa laminar, de tal manera, que el factor de fricción en flujo turbulento depende del número de Reynolds y de la rugosidad.



FLUJO LAMINAR

flujo turbulento en general, el grosor de la subcapa es menor que

En flujo turbulento se recurre a la experimentación, usando el análisis dimensional para obtener curvas de factor de fricción en función del número de Reynolds para diferentes valores de rugosidad.

En flujo turbulento, después de obtener cierta familiarización con el fenómeno (debido a pruebas experimentales) se sabe que f se debe expresar como una función de:

$$f = g(V, D, \epsilon, \mu, \rho)$$

Aplicando el procedimiento analítico (o el de sustitución) propio del análisis dimensional, se puede expresar que f no depende de cinco variables, sino de dos grupos adimensionales.

$f = \gamma(\rho V D / \mu, \epsilon / D)$ implica que f se puede expresar como función de 2 variables, lo cual se puede graficar en un plano.

Para obtener este valor se tiene el diagrama de Moody, que no es más que resultados experimentales mostrados en una gráfica que a continuación se mostrará.

Ec. de Colebrook.

para la zona laminar.

$$1/\sqrt{f} = 1.14 - 2 \log(\epsilon/D + 9.35/Re \sqrt{f})$$

Se dificulta su uso por tener la f implícita, es necesario resolver por Iteración.

Para zona rugosa:

$$f = 1 / [1.14 - 2 \log (\epsilon/D + 9.35/Re\sqrt{f})]$$

Una ecuación más reciente, en donde f está explícito.

$$f = 0.25 / [\log (\epsilon/3.7D) + 5.74/Re^{0.9}]^2 \quad 1.18$$

Válida para:

$$5 \times 10^3 < Re < 10^8$$

y

$$10^{-6} \leq \epsilon/D \leq 10^{-2}$$

Para el caso de tubería lisa

$$f = 0.3164 / Re^{1/4}$$

Válida para $Re < 1 \times 10^3$

Las pérdidas secundarias son conocidas como pérdidas menores o pérdidas en accesorios y se denotan por h_m .

Por definición:

$$h_m = k (v^2 / 2)$$

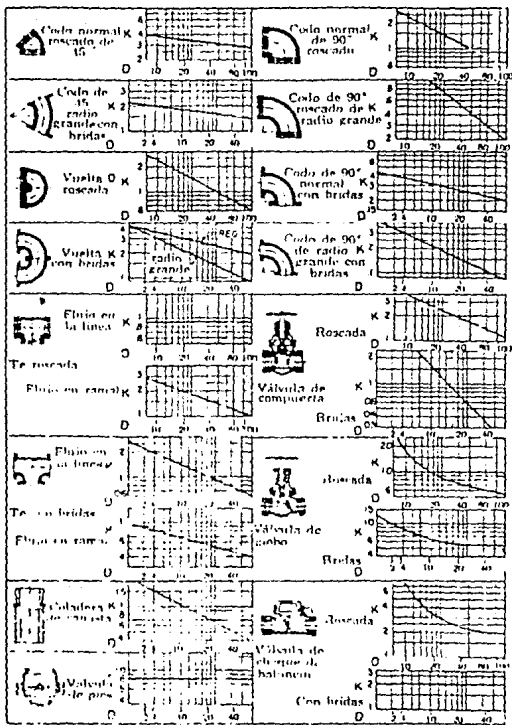
Donde:

k es el coeficiente experimental que no depende de Reynolds, sino únicamente de la geometría (diámetro del accesorio).

Para accesorios, los valores de k, por lo general los presenta el fabricante, dependiendo del diámetro del accesorio.

A continuación se presenta una tabla con valores de la rugosidad absoluta de diferentes tipos de tubos. (1)

Coefficiente de Resistencia para Accesorios de Tubería *



(1)

Pérdida de Fricción en el Tubo para Agua.

(Tubo de hierro forjado o acero cédula 40 en buenas condiciones)

Diam mm	Flujo lps	Velocidad m por seg	Velocidad de la columna m de agua	Pérdida de Fricción m de agua por 100 m de tubo
51	3.15	1.46	0.11	4.67
51	6.3	2.91	0.43	17.4
51	9.4	4.36	0.97	38.0
51	12.6	5.82	1.73	66.3
51	18.9	8.75	3.90	146
102	12.6	1.53	0.12	2.27
102	18.9	2.30	0.27	4.89
102	31.5	3.84	0.75	13.0
102	63.1	7.68	3.00	50.2
102	126	15.36	12.04	196
153	12.6	0.67	0.023	0.299
153	31.5	1.69	0.14	1.66
153	63.1	3.38	0.58	6.17
153	126	6.76	2.34	23.8
153	252	13.53	9.36	93.1
203	31.5	0.98	0.048	0.424
203	63.1	1.95	0.19	1.65
203	126	3.90	0.78	5.86
203	252	7.83	3.11	22.6
203	504	15.63	12.46	88.6
254	63.1	1.19	0.073	0.497
254	189	3.59	0.66	4.00
254	315	5.97	1.82	10.8
254	473	8.99	4.11	24.0
254	631	11.98	7.31	42.2
305	126	1.74	0.16	0.776
305	315	4.36	0.97	4.47
305	631	8.75	3.90	17.4
305	911	13.10	8.75	38.4
305	1262	17.46	15.57	68.1

(Longitud equivalente de tubo recto, en m dando la resistencia equivalente)

Tamaño de tubo en mm	Codo normal	Codo de radio medio	Codo de radio grande	Codo de 45	T _r	Válvula de con. puerta abierta	Válvula de globo abierta	Eje de balanceo abierto
25.4	0.82	0.70	0.52	0.39	1.77	0.18	8.23	2.04
50.8	1.68	1.40	1.06	0.76	3.35	0.36	17.38	3.96
76.2	2.47	2.07	1.55	1.16	5.18	0.52	25.92	6.10
101.6	3.35	2.77	2.13	1.52	6.71	0.70	33.55	8.23
127.0	4.27	3.66	2.71	1.86	8.23	0.88	42.70	10.06
152.4	5.18	4.27	3.35	2.35	10.06	1.06	48.80	12.20
203.2	6.71	5.18	4.27	3.05	13.11	1.37	67.10	16.16
254	7.93	6.71	5.18	3.96	17.08	1.74	88.45	20.43
304.8	9.76	7.93	6.10	4.57	20.13	2.04	103.70	24.40
355.6	10.98	9.45	7.01	5.18	23.18	2.44	118.95	28.36
406.4	12.81	10.67	8.23	5.79	26.53	2.74	131.15	32.63
457.2	14.03	11.90	9.45	6.40	30.50	3.11	152.50	36.60
508	15.86	13.11	10.67	7.01	33.55	3.66	170.80	40.87
609.6	18.91	16.16	12.20	8.54	42.70	4.27	207.40	48.80
914.4	28.67	23.96	18.30	13.11	61.00	6.10	305.00	73.20

(1)

1.9. DIAGRAMA DE MOODY.

El diagrama de Moody, en la práctica, es muy utilizado para calcular el factor de fricción.

Este diagrama es prácticamente utilizado para determinar las pérdidas de carga en un flujo completamente desarrollado bajo condiciones dadas. Se calcula primero el número de Re_y y después el valor de la rugosidad relativa ϵ/D

Utilizando los valores de Reynolds y ϵ/D se lee el factor de fricción f de la curva correspondiente en el diagrama de Moody.

Por otro lado, en flujo laminar, el factor de rozamiento es una función del número de Reynolds, resulta así independiente de la rugosidad.

Todas estas curvas del diagrama de Moody son experimentales, trazadas en escala logarítmica.

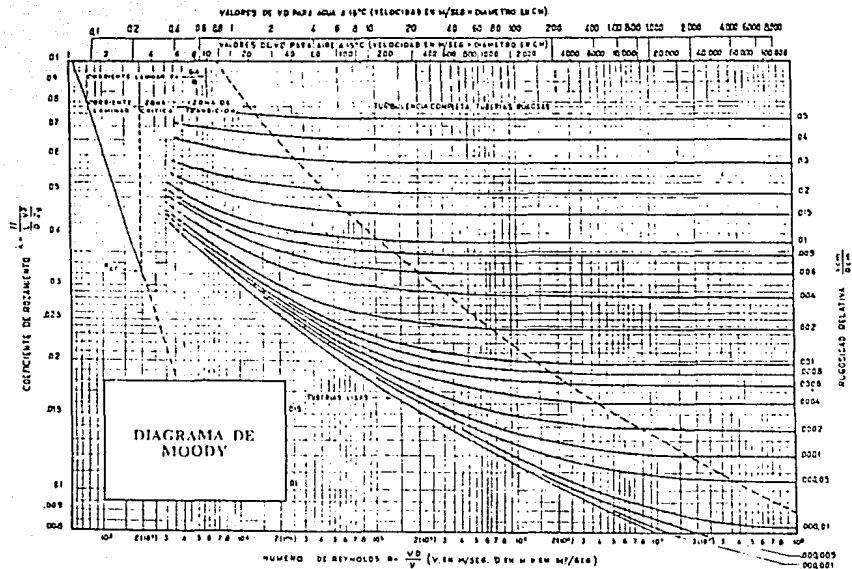


Diagrama de Moody. (Por cortesía de Ediciones del Castillo, S. A.)

1.10. SOBREPRESIONES Y DEPRESIONES PELIGROSAS EN ESTRUCTURAS Y MAQUINAS HIDRAULICAS. (GOLPE DE ARIETE Y DEPRESION).

En el estudio de estos fenómenos hay que abandonar las dos hipótesis - normalmente utilizadas, "fluido incompresible y régimen permanente".

El golpe de ariete es un fenómeno transitorio y, por tanto, de régimen variable, en que la tubería ya no es rígida y el líquido es compresible.

Este fenómeno se produce en los conductos al cerrar y abrir una válvula, y al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal.

Una explicación física de este fenómeno es que, aunque físicamente es imposible cerrar una válvula instantáneamente, el estudio inicial del caso ayuda al estudio de los casos reales.

En la figura 1.10 se representa una tubería de longitud L , espesor d y diámetro interior D , por la cual circula agua proveniente de un embalse y que termina en su extremo derecho con una válvula. Si se cierra ésta rápidamente, en virtud del principio de la conservación de la energía, hay una disminución de la energía cinética que ésta se va a transformar en trabajo de compresión del fluido que llena la tubería y en el trabajo necesario para dilatar ésta última, aquí se ha producido una sobrepresión, o un golpe de ariete positivo.

Por el contrario, el abrir rápidamente una válvula se puede producir una depresión, o golpe de ariete negativo.

Al cerrarse por completo instantáneamente la válvula de la figura 1.10, y se dividimos imaginariamente todo el fluido, que llena la tubería en rodajas como la 1, 2, 3 y 4, indicadas en la figura y que se quedaron primero en reposo la rodaja 1 y a continuación las rodajas 2, 3 y 4, - etc., necesitamos un cierto tiempo, es decir, en la válvula se ha originado una onda de presión que se propaga con velocidad C , la cual en el instante considerado, tiene dirección contraria a la velocidad V - del fluido, es entonces cuando se ha creado una onda elástica, o sea, una onda de presión que se propaga por la tubería, y se refleja en el embalse y, así sucesivamente, originando sobrepresión y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda.

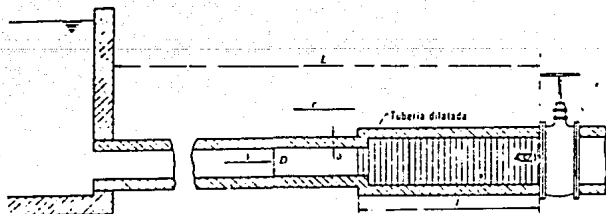


Figura 1. 10

Las recomendaciones que se dan para proteger a un sistema de este fenómeno, son abrir o cerrar las llaves muy lentamente y uniformemente; si se pone en marcha o se para la bomba, que el sistema tenga un conducto de respiro o alivio.

En casi todos los líquidos, cuando se tiene una depresión en el sistema, puede suceder un fenómeno llamado cavitación, que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido descende por debajo de un cierto valor mínimo admisible, el fenómeno puede producir lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas (tuberías, venturis, etc.), que en máquinas hidráulicas (bombas, turbinas, etc.). Por los efectos destructivos que produce la cavitación en las estructuras y máquinas hidráulicas mal proyectadas o mal instaladas, es necesario estudiar este fenómeno para conocer sus causas y controlarlo.

Este fenómeno sucede cuando un líquido entra en ebullición a una presión determinada, llamada presión de saturación y que depende de la temperatura, correlativamente se llama temperatura de saturación.

El nombre de cavitación significa la formación de cavidades en el seno del líquido, definidas por burbujas de vapor dentro de la masa líquida y producidas por una vaporización local a causa de ciertas condiciones dinámicas, como puede ser una alta velocidad relativa, consecutivamente una reducción de la presión hasta el valor de la presión del vapor a la temperatura actual del líquido.

La cavitación disminuye el rendimiento hidráulico, pero el efecto más

grave es la erosión de los alabes, que se acentúa más y más, una vez iniciada, obligando a revisiones periódicas de la máquina y a la reparación de la parte afectada.

BOMBAS CENTRIFUGAS.

2.1. CARACTERISTICAS GENERALES.

La bomba centrífuga, lo mismo que cualquier otra bomba, sirve para producir una ganancia de carga hidráulica en un fluido. Imprime pues, una energía a un fluido procedente de una energía mecánica que se a puesto en su eje por medio de un motor. La bomba centrífuga es una turbomáquina de tipo radial, con fluido de adentro hacia afuera, presentando por lo general un área de paso de agua relativamente reducida en relación con el diámetro del rotor o impulsor, con objeto de obligar al fluido a hacer un recorrido radial y aumentar la acción centrífuga, lo que justifica su nombre, a fin de incrementar la carga estática, que es lo que generalmente se pretende con este tipo de bombas, aunque el gasto, en parte, se sacrifique.

Todo esto significa que la velocidad específica tendrá valores relativamente medios o bajos. Existen, no obstante, bombas de tipo centrífugo, que mueven grandes caudales con pequeña ganancia de carga en ciertos -- servicios, donde se juzga que pueda tener mejores resultados que una -- bomba axial, pero este no es el caso general. La bomba centrífuga como máquina radial que es, encuentra lógica aplicación en cargas relativamente altas y medias.

Las partes principales que constituyen una bomba centrífuga (Fig.2.1), son:

Rodete o impulsor que gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética a energía de presión.

Corona directriz o corona de álabes fijos, que recogen el líquido del rodete y transforman la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas, porque encarece su construcción; aunque hace la bomba más eficiente.

Caja espiral o carcasa que transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge, además, con pérdidas mínimas la energía del fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.

Tubo difusor: realiza una tercera etapa de difusión, o sea, de transformación de energía dinámica en energía de presión.

Las bombas se pueden clasificar en:

Según la dirección del flujo: Bombas de flujo axial, de flujo radial y de eje inclinado.

Según la posición del eje: Bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.

Las bombas de eje horizontal son las que se tratarán en esta tesis.

Estas bombas, en cuanto a la posición del eje, son las más abundantes o normales y, por lo general, constan de un rodete impulsor, una corona directriz, una caja espiral y un tubo difusor, impulsadas por un motor, que casi siempre es eléctrico.

En la figura 2.2. se muestra una bomba de eje horizontal.

Según la entrada del flujo, las bombas son de simple aspiración o de doble aspiración.

En las de simple aspiración, el agua entra en el ojo del impulsor por un sólo lado de éste. Pero cuando se requiere admitir más caudal, sin aumentar el diámetro del ojo de entrada, lo que reduciría el recorrido radial y la carga, se dispone la doble succión o entrada por los dos lados del impulsor. Es evidente que el área de paso a través de los álabes, debe aumentar, lo cual se consigue separando más los discos laterales que sirven de cubierta a los álabes.

En la figura 2.3 se muestra una bomba de simple aspiración.

Los impulsores pueden ser abiertos o cerrados; en el primer caso, los álabes generalmente de tipo bidimensional, tienen dos cubiertas laterales, con salida periférica del agua, constituyendo el conjunto de todo el impulsor, como lo muestra la Fig. 2.4.

En los impulsores abiertos, los álabes pueden ser del tipo bidimensio-

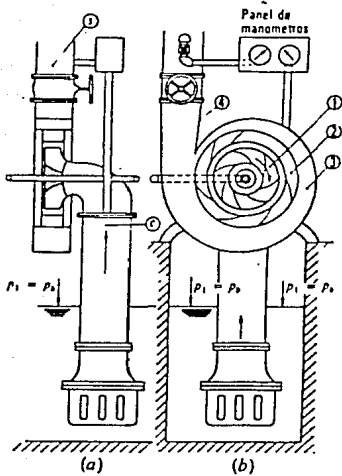


Fig.2.1

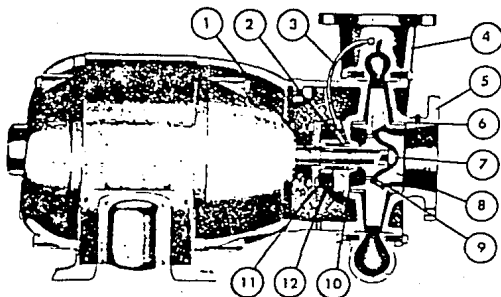
Componentes de una bomba centrífuga

1-) Rodete o impulsor.

2-) Corona directriz.

3-) Caja espiral.

4-) Tubo difusor.



Bomba centrífuga
seccionada 1) Man-
guita 2) Eje 3) By-
pass 4) Válvula 5)
Brida 6) Anillo 7)
Tornillo de fijación
8) Impulsor 9) Agu-
jeros de balanceo,
10) Sello, 11) Cas-
quillo 12) Mangui-
ta. (Cartesia Ja-
ruzzi).

Figura 2.2

Bomba centrífuga de tipo horizontal

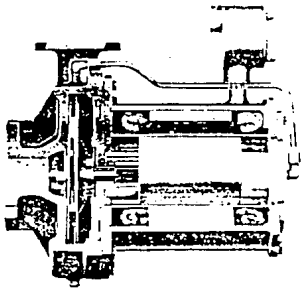


FIGURA 2.3

BOMBA CENTRIFUGA DE
ASPIRACION NATURAL

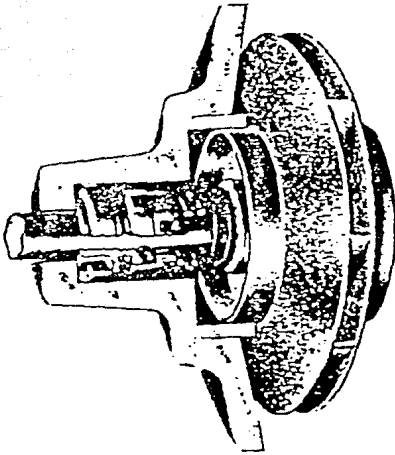


Figura 2.4

Impulsor de alabes bidimensionales.

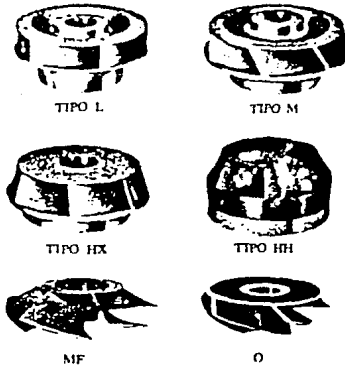


Figura 2.5

nal o tridimensional, y sólo presentan una cubierta lateral en la que van envueltos los álabes, total o parcialmente. El ducto entre álabes se cierra con la pared de la carcasa, permitiendo la necesaria luz de entre hierro. (Fig.2.5).

El cambio de la inclinación de los álabes altera la curva carga Vs gasto H-Q y el aumento del número de álabes en el impulsor aplana la curva H-Q.

Según el número de rodetes las bombas pueden ser de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

Este tipo de bombas son de un sólo paso; son las más sencillas y se usan para presiones no muy altas; constan de un rotor, una voluta o cubierta, la cual tiene como finalidad reducir la velocidad del líquido, adquirida por el impulsor. La voluta de una bomba centrífuga aumenta en área de su punto inicial, hasta que circunda los 360 grados alrededor del impulsor y, luego, se ensancha a la apertura final de descarga.

2.2. FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

La tubería de alimentación de una bomba centrífuga, alcanza la carcasa en dirección axial y el agua penetra en esa dirección en el ojo del impulsor. En el caso de impulsores cerrados con álabes bidimensionales, el agua inside en el álabe, cuando el flujo ha tomado la dirección radial; pero si se trata de álabes tridimensionales y particularmente en impulsores abiertos, el agua ataca el álabe en dirección axial.

Lo más normal es, que la velocidad de giro de la máquina, oscile entre 1,000 y 2,000 rpm., pero puede ser más alta para máquinas pequeñas, y más baja para máquinas más grandes.

Para poder obtener esto, el fabricante debe conjugar estos dos factores: tamaño y velocidad, dentro de unas determinadas condiciones de potencia, derivadas de la siguiente fórmula.

$$\text{Potencia} = \text{par} * \text{velocidad angular} \dots\dots\dots 2.1$$

Para bombas instaladas a elevaciones superiores del nivel del mar, se debe tener en cuenta, que hay una disminución de la presión atmosférica de 1 cm de mercurio por cada 120 mts de elevación.

A una elevación de 1,200 mts, por lo tanto, la presión atmosférica es de 10 cms de mercurio menos que al nivel del mar. Este efecto, sin embargo, no debe conducir a la noción errónea de que, la altura de succión neta positiva requerida por una bomba (NPSH), cambia con la elevación sobre el nivel del mar.

La altura de elevación del sistema contra la cual debe operar una bomba, está compuesta de la siguiente manera:

- 1.- Carga estática.
- 2.- Diferencia de presiones que existen en el líquido a la entrada y a la salida.
- 3.- Carga de fricción.

4.- Pérdidas de entrada y salida.

5.- Elevación correspondiente a la velocidad.

Existen ciertas relaciones que permiten que el funcionamiento de una bomba centrífuga se pueda predecir para una velocidad que no sea aquella para la cual se conocen las características de la bomba.

Existen también ciertas características, que permiten predecir el comportamiento de la bomba, si se reduce el diámetro del impulsor de la bomba.

Cuando se cambia la velocidad y la capacidad, para un punto dado en las características de la bomba, varía; al mismo tiempo, la carga varía con el cuadrado de la velocidad y la potencia varía con el cubo de la velocidad.

Estas relaciones toman la siguiente forma:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 (n/n_1) \\ H &= H_1 (n/n_1)^2 \\ P &= P_1 (n/n_1)^3 \end{aligned} \quad 2.2$$

En las cuales:

n = nueva velocidad deseada, en rpm.

Q = gasto en litros por minuto a la velocidad deseada.

H = carga en metros, a la velocidad deseada (n), para la capacidad Q.

P = Potencia a la velocidad deseada n con H y Q.

n_1 = una velocidad dada, en rpm.

Q_1 = un gasto dado, a la velocidad n_1 .

H_1 = carga a la capacidad Q_1 , a la velocidad n_1 .

P_1 = Potencia a la velocidad n_1 con H_1 y Q_1 .

Por ejemplo, una bomba se prueba a 1,800 rpm. y da los siguientes resultados:

Gasto en lt/min.	Carga en metros	Potencia en bhp	Eficiencia por ciento
15140	47.885	189.5	83.7
13247	55.967	185.0	87.6
11355	61.152	174.5	87.0
7570	67.405	142.3	78.4
3785	69.692	107.0	54.0
0	70.152	76.5	0

Para obtener un funcionamiento de esta bomba a 1,600 rpm., el primer conjunto de valores se corrige a esta velocidad, como sigue:

$$Q=15140 (1600/1800)=13459 \text{ lts/min}$$

$$H=47.885(1600/1800)^2=37.82 \text{ metros}$$

$$P=189.5(1600/1800)^3=133.1 \text{ bhp}$$

Estas relaciones, para un cambio de velocidad, se pueden usar con certeza para cambios moderados de velocidad.

El diámetro de un impulsor común se puede rebajar hasta en un 20 % de su valor máximo original, sin efectos adversos.

Si se corta el diámetro de un impulsor se encuentra que, a la misma velocidad, las características de la bomba tendrán una relación definida con sus características originales.

Estas relaciones son: El gasto para un punto dado varía como el diámetro del impulsor; así mismo, la carga varía con el cuadrado del diámetro del impulsor y la potencia varía con el cubo del diámetro del impulsor y se expresan como sigue:

$$Q=Q_1(D/D_1)$$

$$H=H_1(D/D_1)^2 \qquad 2.3$$

$$P=P_1(D/D_1)^3$$

Donde:

D = Diámetro original.

D₁ = Diámetro rebajado.

Otro factor que se debe tener en cuenta en el funcionamiento de la bomba, es el efecto de las características de los líquidos en el funcionamiento de la succión de la bomba.

Las pruebas de laboratorios que se han realizado con bombas que manejan una gran variedad de líquidos y en una amplia variación de temperaturas, han demostrado que el NPSH (carga neta de succión positiva) requerida para una capacidad dada y para una bomba determinada, aparentemente varían mucho.

Por ejemplo, la NPSH requerida cuando se manejan algunos hidrocarburos, es frecuentemente mucho menor que la requerida cuando la bomba maneja agua fría. Aún cuando la bomba maneja agua, hay una evidencia definida de que la NPSH requerida disminuye al aumentar la temperatura del agua. En resumen, la reducción de la NPSH requerida parece ser una función de la presión de vapor y del peso específico del líquido que maneja la bomba en particular.

2.3. SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

Antes de comprar equipo centrífugo de bombeo, el cliente debe hacer un análisis cuidadoso de todos los factores relativos a la instalación (gas to requerido, presión de operación, líquido manejado, etc.). Reunir todos estos datos en una forma de solicitud y enviarla a todos los fabricantes de bombas, pidiendo que detallen descripción del equipo que pueden recomendar para satisfacer sus necesidades particulares.

Es imposible presentar una investigación completa de cada uno de los factores que se estudian cuando se prepara una solicitud; la experiencia y el contacto íntimo con la instalación en especial, son las únicas guías para el conocimiento completo. Sin embargo, es posible delinear

los datos esenciales, para que el fabricante pueda escoger inteligente mente una bomba centrífuga para cualquier instalación.

Datos Esenciales Requeridos:

- 1.- Número de unidades requeridas.
- 2.- Naturaleza de los líquidos que se van a bombear, detallando la -- viscosidad, temperatura de bombeo del líquido, presión de vapor, peso específico; si es agua, especificar la dureza, si hay ped-- zos de materia suspendida, análisis químico, contenido de oxígeno, etc.
- 3.- Capacidad requerida, así como cantidad mínima o máxima de líquido que debe descargar la bomba.
- 4.- Condiciones de succión.
 - a).- Elevación o carga de succión.
 - b).- Descripción de la carga por fricción y cómo se estimó.
 - c).- Presiones máximas y mínimas de descarga contra las cuales la bomba tiene que descargar líquido.
- 5.- Tiempo de servicio, continuo o intermitente.
- 6.- Instalación de la bomba, posición vertical u horizontal.
- 7.- Tipo y características de la fuerza disponible para mover la bomba.

8.- Espacio, peso o limitaciones de transporte.

9.- Localización de la instalación.

10.- Posición geográfica del lugar dónde se va a instalar la bomba.

El número de unidades es importante, principalmente, para aumentar la confianza en las bombas.

Es importante determinar si se puede operar en paralelo una o más unidades, porque el funcionamiento hidráulico de cada unidad independiente puede necesitar adaptaciones para ese objeto.

Cuando la demanda es más o menos constante, la tendencia es seleccionar una bomba para toda la demanda, teniendo un margen de seguridad -- por el desgaste de la bomba.

Cuando la demanda total es demasiado baja para dividirla eficientemente entre dos bombas, puede usarse una sola bomba, sin considerar el -- factor de carga, cualquiera que sea.

La naturaleza del líquido es muy importante detallarla bien, para poder hacer una buena selección de la bomba.

Igualmente, la naturaleza del líquido que se va a bombear afectará mucho, no sólo en el material del impulsor y de la bomba en general, sino, posiblemente, hasta la construcción mecánica más apropiada para el ser vicio, dependiendo del tipo del líquido.

Se debe tomar en cuenta que se tiene una gran variedad de tipos de bombas, para los diferentes tipos de líquidos que se quieren manejar.

La temperatura del líquido bombeado es un factor muy importante. Las más altas temperaturas pueden exigir el uso de materiales especiales.

Se debe conocer cualquier variación grande en la temperatura de operación, porque afectará el peso específico y la viscosidad del líquido manejado.

Si el líquido es agua, la presión de vapor puede determinarse fácilmente en tablas de vapor. Si se trata de cualquier otro líquido, la presión de vapor a la temperatura de bombeo, debe anotarse cuidadosamente, porque es importante para determinar si son o no satisfactorias las condiciones de succión existentes.

Es necesario conocer el peso específico, para poder determinar el consumo de potencia en las condiciones de diseño y para seleccionar el tamaño del impulsor.

Se debe prestar atención especial al análisis químico del líquido, si sus propiedades corrosivas o electrolíticas no son dadas en la descripción del líquido, se debe hacer la prueba del pH.

La capacidad requerida para la instalación, deberá expresarse en litros por minuto, a la temperatura de bombeo.

Cualquier variación supuesta en el campo de capacidades, deberá indi--

carce claramente, porque las bombas centrifugas no permiten tanta flexibilidad en las variaciones de capacidad, sin afectar la eficiencia de la bomba como en otros tipos de bombas.

Cualquier bomba centrifuga puede trabajar ocasionalmente a mucho más de su capacidad especificada, pero esto, no siempre puede ser práctico o permisible. Un aumento de capacidad significa una disminución en la carga generada; esto puede evitar la operación de la bomba con sobrecargas de emergencia, si no se incluyó en el diseño un exceso de capacidad, ya que las pérdidas por fricción que constituyen parte de la carga requerida aumentarán con la capacidad.

Las condiciones de succión correctas para las bombas centrifugas son de vital importancia, como puede apreciarse en la figura 2.6, a menos que la carga neta de succión positiva NPSH disponible sea igual a la requerida o mayor que la requerida por la bomba seleccionada a la capacidad que se trate.

Además, la cavitación consiguiente dañará a la bomba. Si se manejan líquidos fríos es necesario saber si hay carga en la succión o si la bomba opera con elevación de succión; si esto último sucede, cuál será la elevación máxima.

En todos los casos es conveniente determinar la diferencia estática entre el nivel del líquido y la línea del centro de la bomba y las pérdidas de fricción y de entrada en la tubería de succión. Si no se han determinado estas pérdidas, generalmente será suficiente describir con

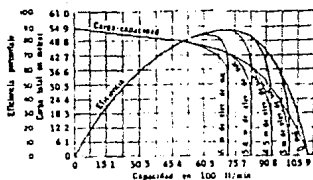


Figura 2.6

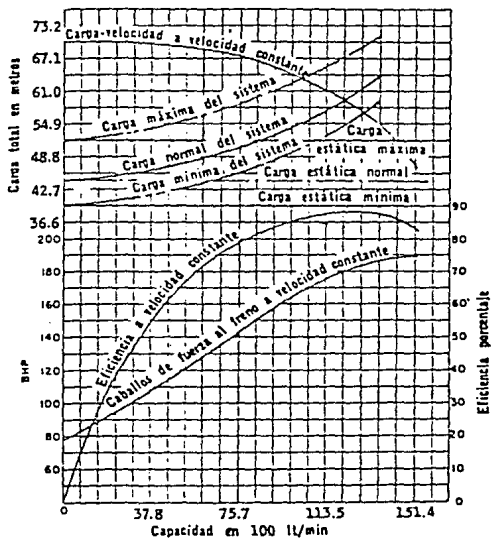


Figura 2.7

precisión el trazo de la succión, con una lista de todas las longitudes, tamaño de tuberías y válvulas.

Las condiciones de descarga para el diseño, deberán fijarse entendiendo que, generalmente, está compuesta de elevación estática (o presión) y pérdidas de fricción en la tubería de descarga. Cualquier variación en la carga estática, debe conocerse para determinar las cargas máximas y mínimas contra las que va a operar la bomba, como se muestra en la figura 2.7.

Si se especifica una carga total excesiva, se tiene realmente el mismo efecto que especificando una capacidad excesiva. Puesto que una bomba centrífuga siempre opera en la intersección de su curva carga vs capacidad.

Una bomba que desarrolla un exceso de carga, a menos que se estrangule artificialmente, descarga un exceso de capacidad, ya que su curva de carga-capacidad cruzará la curva de carga del sistema con un flujo mayor.

2.4. INSTALACION Y OPERACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

Para cada tipo de bomba, por lo general, el fabricante manda un instructivo y manual para cada diseño específico de cada bomba.

Entre las principales recomendaciones o instrucciones del fabricante, están:

- 1.- Una instalación para servicio máximo con un mínimo de desgaste y costo.
- 2.- Ajuste de operación para funcionamiento óptimo.
- 3.- Mantenimiento y reparación preventivos.
- 4.- Cómo estos instructivos intentan ayudar a mantener el buen servicio y mantenimiento de la máquina y tener una disponibilidad de la misma, siempre deberán estar al alcance del siguiente personal:

Personal de construcción responsable de la instalación, operadores del equipo, personas que hacen las inspecciones y pruebas periódicas, personal de mantenimiento, etc.

Una vez que se reciba la bomba en el campo donde va a ser utilizada, - deberá almacenarse en un lugar seco. Las bridas y acabados protectores deberán permanecer en la bomba, los cojinetes y acoplamientos deberán protegerse cuidadosamente de la arena, mugre u otra materia extraña; y el rotor de la bomba, deberá girarse a mano a intervalos frecuentes, - para evitar que se oxide o se pégue.

Las bombas no deben instalarse en lugares mal ventilados y mal alumbrados, y sin amplitud o dónde se acumule mugre o humedad.

Las bombas se deberán instalar en lugares secos, limpios y alumbrados, siempre y cuando sea posible.

Cuando el equipo de bombeo se va a usar en lugares donde es posible --

que haya una inundación, se pueden tomar dos clases de medidas permitidas: se puede usar una bomba vertical de foso lleno, o se deben proveer bombas auxiliares de achique de foso lleno, como un seguro contra daños del equipo principal.

En instalaciones normales, las bombas deberán localizarse tan cerca como sea posible de la fuente de suministro del líquido. Cuando sea conveniente, la línea de centro de la bomba deberá colocarse abajo del nivel del líquido en el depósito de succión.

Las cimentaciones son de cualquier estructura rígida, suficientemente pesada, que proporcione un soporte rígido permanente a toda el área de la plancha de la base y absorba cualquier esfuerzo o impacto normal.

Las cimentaciones de concreto construidas desplantándose desde suelo firme, son las más satisfactorias. Al construir la cimentación, se debe dejar un margen para poner lechada de concreto entre la superficie áspera del mismo y la cara inferior de la base de la bomba.

Dentro de la instalación de una bomba, hay que considerar el sistema de tuberías. Una tubería satisfactoria no se puede obtener cuando la tubería ejerce fuerzas y torques en la bomba. Una bomba puede fácilmente deformarse y salirse de su posición al apretar los tornillos de las bridas de la tubería. Estas deben colocarse a escuadra una de la otra, antes de que se fijen los tornillos.

La tubería de succión y de descarga, y todas las válvulas y equipo anexo, deberán soportarse y anclarse cerca de la bomba, pero independien-

temente de ella, para que no se transmitan esfuerzos a la cubierta de la bomba.

Cuando se suponen fuertes cambios de temperatura, el fabricante de la bomba dará al usuario la información sobre los esfuerzos máximos permisibles de las tuberías.

En la actualidad, ya no es un grave problema las altas temperaturas, ya que, por lo general, se usan tuberías de pvc, ya sea blando o duro.

Uno de los principales problemas en las instalaciones de bombas centrífugas, además del desalineamiento, son las tuberías de succión defectuosas.

La tubería de succión deberá ser lo más corta posible.

Si se requiere una línea de succión larga, el diámetro de la tubería deberá aumentarse, para reducir las pérdidas por fricción.

La tubería de succión se deberá tener con una pendiente de elevación continua hacia la bomba, sin puntos altos para evitar la formación de bolsas de aire, sólo se deberán usar reductores directos instalados con el lado recto hacia arriba, entre la boquilla y la succión de la bomba, como se muestra en la figura 2.8.

En la tubería de descarga, generalmente, se instala una válvula de retención y una de compuerta. La válvula de retención se coloca entre la bomba y la válvula de compuerta y protege a la bomba contra el flujo

en sentido inverso en el caso de una falla inesperada del impulsor. La válvula de compuerta se usa para el cebado de la bomba, o cuando se aísla para reparación o inspección.

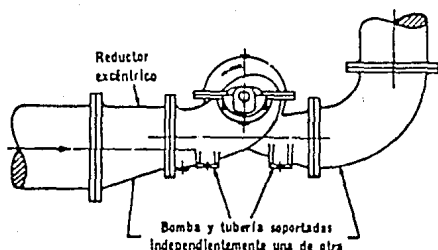


Figura 2.8

En las líneas de succión y descarga de las bombas centrífugas se usan juntas de descarga para evitar que se transmita cualquier clase de esfuerzo en la tubería de la bomba, ya sea que estos esfuerzos sean por expansión al manejar líquidos caliente, desalineamiento en la tubería, o cualquier otra causa.

Cuando se analizan las juntas de expansión, es necesario recordar que la acción es igual a la reacción. Se deben tomar medidas precautorias, en el diseño de la tubería y en la colocación de las juntas de expansión, de manera de que en las condiciones de flujo y presión, se absorban por la colocación estratégica de anclas, soportes colgantes y tornillos que controlan el movimiento.

Otra causa común de la dificultad en las instalaciones de bombas centrífugas es la entrada de materias extrañas de diversos tamaños a la bomba. Estas materias extrañas, si son suficientemente grandes, pueden atascar la bomba y reducir su capacidad o taparla completamente, impidiendo su funcionamiento. Las pequeñas partículas de materia extraña, pueden causar serios daños acumulándose entre los espacios libres de juntas móviles.

La vida de estas bombas y de sus partes componentes es increíblemente corta, cuando se permite que la suciedad (partículas de soldadura), -- óxido y material extraño entren al circuito de agua de alimentación.

Para no tener este tipo de problemas en la succión, se coloca una coladera o pichancha; ésta tiene como función no permitir el paso de impurezas a la bomba y en la selección de éstas se debe tomar en cuenta el número de mallas dependiendo de la velocidad de circulación. Se tiene que colocar la más adecuada, para obtener la menor caída de presión.

Generalmente, las bombas centrífugas se seleccionan para una capacidad y carga total determinadas, cuando aparecen a su velocidad especificada de servicio. La eficiencia de la bomba deberá ser la máxima, para esas condiciones de servicio.

Con frecuencia se requiere que las bombas operen a capacidades y cargas que difieren considerablemente de las condiciones especificadas.

Es muy importante, por lo tanto, que el usuario de bombas centrífugas se familiarise con los efectos de operar las bombas a capacidades y -

cargas distintas a las especificadas, y con las limitaciones impuestas sobre esa operación por considerarse hidráulicas, mecánicas o termodinámicas.

Para poder operar una bomba centrífuga, además de conocer sus características de servicio, es necesario saber el procedimiento de operación que se debe seguir. Se puede empezar por el cebado de las bombas centrífugas, nunca se deben arrancar, sino hasta que estén bien cebadas, es decir, hasta que se han llenado con el líquido que se va a bombear y se haya escapado todo el aire.

Para no tener este problema, lo que se recomienda es poner en la succión una válvula de pie o de zapata.

Una válvula de aspiración es una forma de válvula de retención instalada en el fondo o al pie de la línea de succión. Como una válvula ordinaria de retención, permite el flujo sólo en una dirección; hacia la bomba.

Cuando se para la bomba y los puertos de la válvula de alcachofa se cierran, deben asentar perfectamente, para que así, el agua no pueda regresar al pozo de succión.

Desafortunadamente, una válvula de pie no asienta bien siempre, otra desventaja de estas válvulas es su gran pérdida de presión.

Una válvula de aspiración se muestra en la figura 2.9.

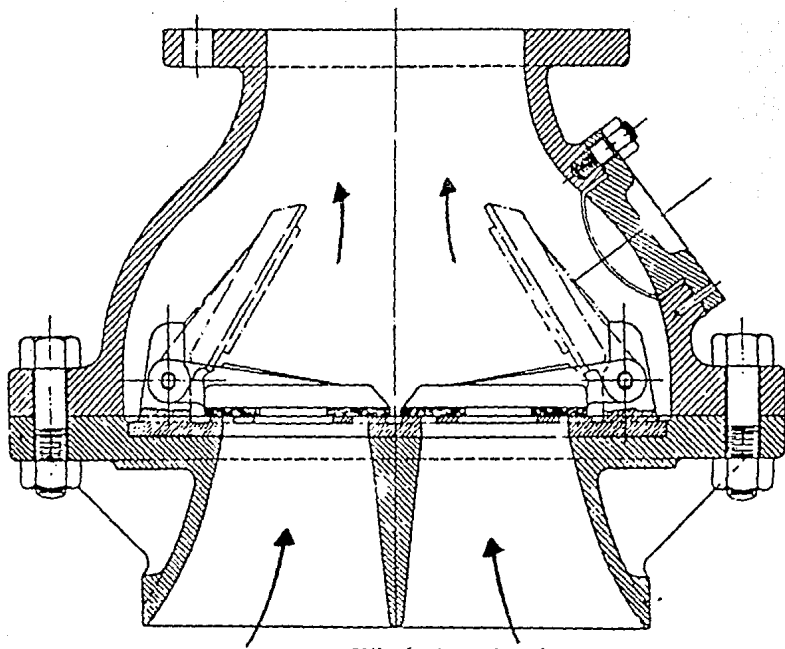


Figura 2.9

Válvula de aspiración

Los pasos recomendados para el arranque de una bomba, son los siguientes:

- 1.- Ceba la bomba.
- 2.- Abra la válvula de suministro del agua de enfriamiento a los cojinetes (no en todas las bombas).
- 3.- Arranque el motor.
- 4.- Abra la válvula de descarga lentamente.

Con lo que respecta a su mantenimiento, solamente se sugiere al usuario que engrase periódicamente los lugares donde indica el fabricante; checar periódicamente si el motor está funcionando bien; si es eléctrico, checar la entrada de corriente y voltaje al motor; tener restauradores de corriente automáticos para proteger al motor de una sobrecarga; y, por último, mantenerla libre de polvo y mugre.

2.5. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo, una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante, puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo del diseño. La carga total generada por la bomba, la potencia requerida para moverla y la eficiencia resultante, varían con la capacidad.

La curva H-Q en la Fig. 2.10, muestra la relación entre la capacidad y la carga total, se llama curva de carga-capacidad. Con frecuencia se -

clasifican las bombas, basándose en la forma de sus curvas de carga-capacidad.

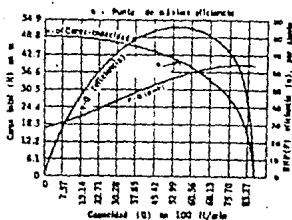


Figura 2.10

Este tipo de curvas, por lo general, las proporciona el fabricante y, en su defecto, hay que construirlas como a continuación se describe:

Se inicia por conectar un tubo U lleno de mercurio, con una rama conectada a la descarga y la otra conectada a la succión de la bomba para poder medir las diferencias de presión que hay en ésta; por otra parte, en la descarga se tiene una válvula para regular la salida del fluido y así poder generar una carga a la bomba.

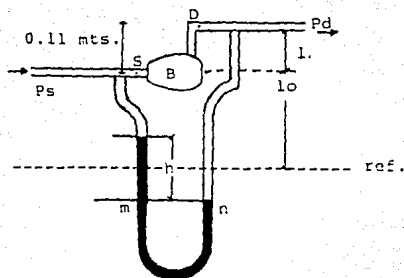
Para iniciar la prueba, se tiene que contar con un cronómetro y un recipiente con graduación, para poder saber el volumen que descarga la bomba en un tiempo determinado.

Una vez que la válvula esté completamente abierta se arranca la bomba, después se mide la diferencia de alturas en el tubo U, para poder saber la diferencia de presiones entre la succión y la descarga; una vez

tomada esta lectura, se para la bomba y el cronómetro, para saber el volumen descargado por la bomba y en que tiempo lo descargó. Esta prueba se repite de igual manera un número n de veces, pero con las condiciones de darle varias posiciones a la válvula, para así simular una carga a la bomba. Esta prueba se hace a una velocidad angular constante.

A continuación, se muestra la curva carga-capacidad de la bomba que se utilizó para el desarrollo práctico de esta tesis, siendo estos datos tomados experimentalmente en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la Universidad Anáhuac.

Para la obtención de la curva carga-capacidad, se inicia por ver en cuánto tiempo la bomba será capaz de llenar un depósito de 18.15 litros, es decir, se realizaron varias pruebas con la válvula de la descarga - en diferentes posiciones y ver en cuánto tiempo la bomba llena el depósito y las diferentes alturas del mercurio en el tubo U, que a continuación se muestra en la Fig.



Donde:

Por primera ley.

$$P_s / \rho + V_s^2 / 2 = P_d / \rho + V_d^2 / 2 + W_{sist} / \dot{m}$$

$$P_m = P_n$$

$$P_m = P_s + \gamma H_2 O (l_o - h/2) + \gamma Hg (h)$$

$$P_n = P_d + \gamma H_2 O (l_o - h/2) + \gamma H_2 O (l_1)$$

$$P_s + \gamma H_2 O (l_o - h/2) + \gamma Hg (h) = P_d + \gamma H_2 O (l_o + h/2) + \gamma H_2 O (l_1)$$

$$P_s - P_d = \gamma H_2 O (h) - \gamma Hg (h) + \gamma H_2 O (l_1)$$

$$P_s - P_d = h (\gamma H_2 O - \gamma Hg) + \gamma H_2 O (l_1)$$

$$P_s - P_d = \gamma H_2 O (h) (1 - GE Hg) + \gamma H_2 O (l_1)$$

De la primera ley.

$$W_{sist}/mg = 1/\rho g (P_s - P_d) + Q^2/2 (1/A_s^2 - 1/A_d^2) = H_b$$

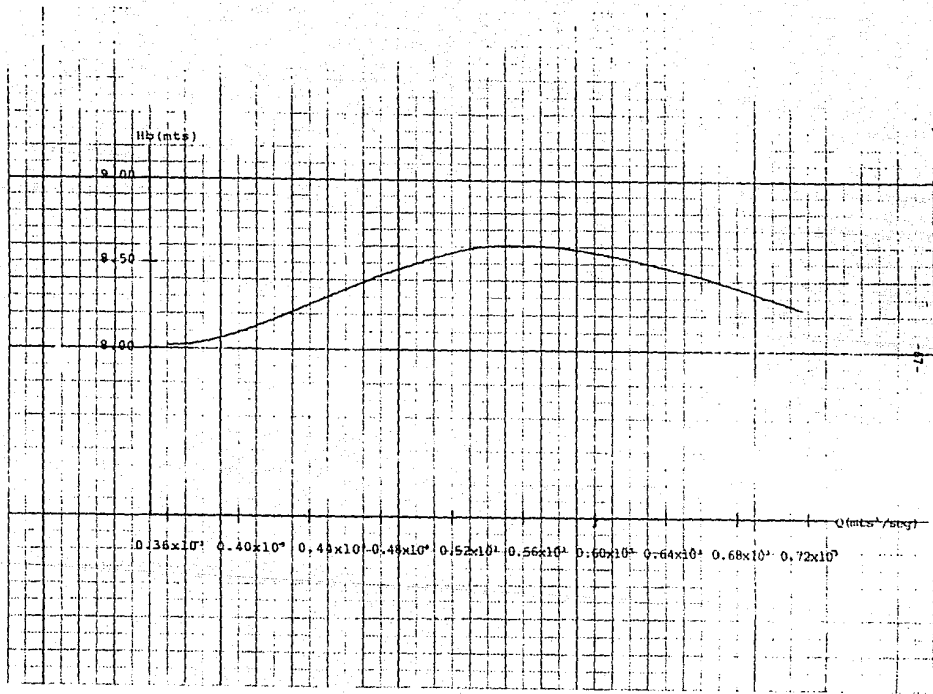
Para obtener la carga de la bomba es necesario tener diferencias de al tura h en el tubo U y los gastos.

A continuación se presenta la tabla de datos experimentales.

	h(mts)	t(seg)	Q(mts ³ /s)
1o.	0.155	23.5	0.000772
2o.	0.37	30.55	0.000594
3o.	0.38	31.23	0.000581
4o.	0.4025	33.16	0.000547
5o.	0.41	33.72	0.000538
6o.	0.45	35.59	0.000509
7o.	0.465	37.79	0.000480
8o.	0.485	41.16	0.000440
9o.	0.51	45.06	0.000402
10o.	0.53	50.35	0.000360

	$\frac{P_s - P_d}{\rho g}$	$\frac{Q^2(1/A_s^2 - 1/A_d^2)}{2}$	Hb
1o.	-1.85245	-6.79255	-8.645
2o.	-4.57534	-4.00366	-8.579
3o.	-4.70199	-3.83000	-8.532
4o.	-4.96199	-3.46000	-8.421
5o.	-5.08192	-3.28081	-8.362
6o.	-5.58851	-2.93349	-8.522
7o.	-5.77848	-2.60352	-8.382
8o.	-6.03177	-2.18923	-8.221
9o.	-6.34839	-1.82061	-8.169
10o.	-6.60168	-1.44832	-8.050

A continuación se muestra la curva carga-capacidad sobre los datos tomados en el laboratorio, pudiendo observar que la curva de la bomba es muy recta, es decir, casi no tiene variación en la altura de elevación contra la carga que esté en contra de ella.



Se realizaron 10 pruebas donde se pudo observar el comportamiento de la bomba y los valores obtenidos en la prueba resultaron satisfactorios.

Se estimo un error de medición aproximadamente de un 10 %.

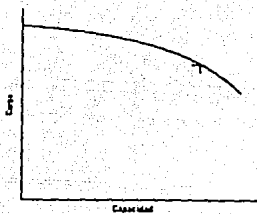
Se obtuvo solamente la curva carga capacidad que es la que se utiliza con mayor frecuencia en este tema.

Las curvas de carga-capacidad de las bombas comunmente se clasifican - como sigue:

- 1.- Característica creciente: Significa una curva en la que la carga - aumenta continuamente, mientras la capacidad disminuye; véase la - figura 2.11.
- 2.- Característica descendente: Indica casos en los que la carga desa- rrollada al cierre es menos de la desarrollada a algunas otras ca- pacidades. Esta también se conoce como curva de compensación, como lo muestra la figura 2.12.
- 3.- Característica de inclinación pronunciada: Hay un gran aumento de carga entre la desarrollada a la capacidad de diseño y la desarro- llada al cierre, como lo muestra la figura 2.13.
- 4.- Característica plana: La carga varía sólo ligeramente con capaci- dad desde el cierre a la capacidad de diseño. La característica -- puede ser también descendente o ascendente, como lo muestra la fi- gura 2.14.

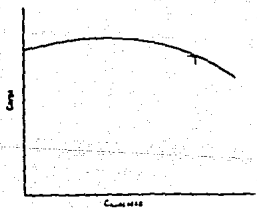
2.6. CURVAS DE SISTEMAS DE BOMBEO.

Las gráficas de las condiciones de un sistema de bombeo existente o - propuesto, pueden ser auxiliares importantes en el análisis del siste- ma. Aún cuando se ha publicado mucho sobre el uso de curvas de conexión con bombas centrifugas, debe recordarse que el análisis gráfico puede



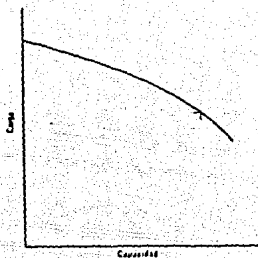
Curva ascendente de carga-capacidad

Figura 2.11



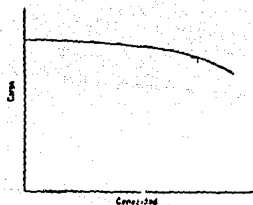
Curva descendente de carga-capacidad

Figura 2.12



Curva inclinada de carga-capacidad

Figura 2.13



Curva plana de carga-capacidad

Figura 2.14

adaptarse igualmente a bombas rotatorias y reciprocantes.

Para poder obtener la curva de columna del sistema o la curva del sistema, es necesario combinar la curva de columna de fricción del sistema con la columna estática del mismo y las diferencias de presiones -- que puedan existir.

La curva de fricción del sistema, es una función del diámetro del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios, velocidad del flujo del líquido y naturaleza de éste. Para un sistema dado, las pérdidas en columna por fricción, varían aproximadamente igual al cuadro de la velocidad del fluido en el sistema.

Una gráfica de carga-capacidad lleva el nombre de curva de fricción -- del sistema. Tal curva pasa siempre por el origen de la gráfica, debido a que, cuando no hay columna desarrollada por la bomba, no hay flujo en el sistema.

La curva del sistema o curva de columna del sistema, se obtiene combinando la curva de fricción del sistema con la curva estática y con cualquier diferencia de presión en el sistema, como lo muestra la figura - 2.15. Superponiendo la curva HQ de la bomba, sobre la curva de columna del sistema, se obtiene el punto para el cual una bomba particular, opera en el sistema para el cual se ha trazado la curva. Así, en la figura 2.15, el punto A muestra una condición columna-capacidad para la -- bomba cuya curva se ha trazado.

El cambio de la resistencia para un sistema dado de tubería por medio

del cierre parcial de una válvula o cualquier otra alteración, cambia la inclinación de la curva de columna del sistema. Así, en la figura 2.15, el cierre parcial de una válvula en la línea de descarga, produce la curva artificial de columna del sistema que se muestra, cambiando el punto de operación a una columna más elevada, pero con menor capacidad. La abertura de la válvula tiene el efecto opuesto.

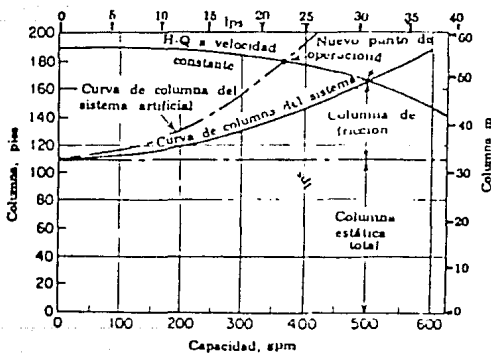


Figura 2.15

SISTEMAS DE IRRIGACION.

3.1. REDES DE TUBERIAS.

La aplicación de las ecuaciones estudiadas al cálculo, de tuberías, es muy frecuente en ingeniería.

Un caso muy interesante, que se presenta con mucha frecuencia es la elección de una bomba; el cliente debe especificar a la empresa, la altura manométrica que ha de proporcionar la bomba para la cual, el ingeniero, deberá hacer un estudio previo de las pérdidas en la instalación.

Las redes de distribución tienen una analogía con las redes de distribución eléctrica; el caudal corresponde a la intensidad de la corriente, la pérdida de carga a la caída de tensión y la resistencia hidráulica a la resistencia ohmica o a la impedancia.

Los problemas que se presentan en la práctica, hoy en día, suelen ser muy laboriosos.

Para toda clase de redes de tuberías, se deben cumplir las siguientes condiciones:

- 1.- La suma algebraica de las caídas de presión en cada circuito, deben ser de cero.
- 2.- El flujo que entra en una unión (nodo), debe ser igual al que sale de ella.

3.- La ecuación de Darcy-Weisbach o una forma exponencial de fricción equivalente, debe satisfacerse en cada tubería, es decir, debe mantenerse una relación adecuada entre pérdida de carga y gasto en cada tubería.

La primera condición, establece que la caída de presión entre dos puntos cualesquiera, por ejemplo A y G, debe ser la misma en la trayectoria AFEDG, como lo muestra la figura 3.1.

La segunda condición es el cumplimiento de la ecuación de continuidad.

Existen diferentes tipos de redes, si hay alguna malla en el circuito, o si se especifica la carga (P_1, Z_1) en más de un punto, la red se conoce como red con mallas. Las redes que tienen la carga (P_1, Z_1) en más de un punto se considera que tienen una seudomalla, que consiste en varios tubos que conectan estos puntos de carga constante (depósitos, tanques) y, además, un tubo imaginario o seudoelemento que conecta los puntos de carga constante. Por este tubo imaginario el gasto es cero, pero sirve para establecer la ecuación de esa malla. Los sistemas hidráulicos que no forman ninguna malla se conocen como redes ramificadas.

El número independiente de mallas en una red está dada por:

$$L = P - J + 1$$

Donde:

P = número de tubos.

J = número de nodos (entre cada tubo hay dos nodos).

L = número de mallas básicas o independientes.

El número de mallas independientes en un sistema que incorpora seudoelementos es:

$$L_s = T - 1$$

Donde:

T es el número de puntos de carga constante o fija (P1, Z1).

ECUACIONES DEL FLUJO EN SISTEMAS HIDRAULICOS.

Para encontrar las ecuaciones del flujo en sistemas hidráulicos se utiliza la ecuación Modificada de Bernoulli, que puede ser planteada entre cualesquiera de dos puntos del sistema hidráulico.

Suponga la malla GDEFG de la figura 3.1, el Bernoulli se puede aplicar desde el punto G hasta el mismo punto G, dando toda la vuelta a la malla 1, es decir:

$$P_g/\rho + V_g^2/2 + Z_g = P_g/\rho + V_g^2/2 + Z_g + \sum_{GDEFG} h_l + \sum_{GDEFG} h_m \quad 3.1$$

El Bernoulli Modificado queda:

$$(h_l + h_m) = 0 \quad 3.2$$

Puesto que los valores en el punto g se anulan, esto sucede por ser un circuito o malla.

Suponiendo los gastos en cada tubo, se podrían sumar algebraicamente - las pérdidas en cada tubo y accesorio.

Teniendo en cuenta que:

$$\sum h_l = \sum (1/2) V^2 (fL/D) \quad Y \quad \sum h_m = \sum (1/2) V^2 K$$

ó

$$= \sum (1/2)(Q^2/A^2) (fL/D) \quad Y \quad = \sum (1/2) (Q^2/A^2)k$$

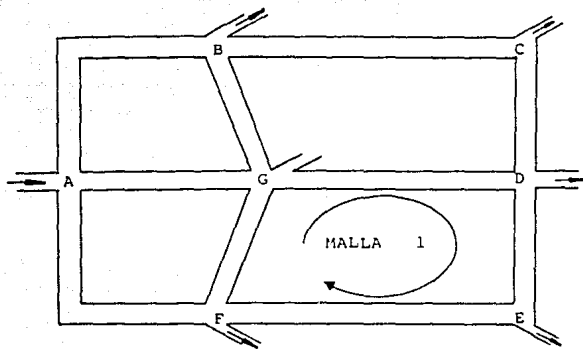
Esta ecuación se puede expresar como:

$$Q^2 ((fL/2A^2 D) + (k/2A^2)) = 0$$

El cuadrado anula el signo del gasto que será dado por una convención de signos para que cada término tenga su propio signo, se expresa como:

$$\sum ((fL/2A^2 D) + (k/2A^2) Q | Q | = 0 \quad 3.3$$

Una ecuación como ésta, debe generarse para cada malla y, después, resolverlas simultáneamente todas. La solución se hace por el método de Hardy-Cross.



Circuito o red hidráulica

Figura 3.1

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

3.2. METODO DE HARDY CROSS.

En este método es necesario tener planteadas todas las ecuaciones del sistema que se quiera resolver, es decir, una vez que están definidas las mallas, se plantea la ecuación de Bernoulli modificada para cada una y si el sistema tiene una máquina hidráulica es necesario plantear la ecuación de la primera ley de la termodinámica, una vez hecho esto, se procede a aplicar el método de Hardy-Cross, que consiste en suponer una solución inicial arbitraria de los gastos en cada tubo Q_{i0} (incluyendo su dirección) y cumpliendo con la ecuación de continuidad en cada nodo. Estos gastos iniciales arbitrarios serán corregidos sucesivamente por un valor ΔQ_m en cada malla (ΔQ_m implica una corrección de signos), teniendo en cuenta que algunos tubos pertenecerán simultáneamente a varias mallas y, por lo tanto, serán también corregidos por un gasto dado $\sum \Delta Q_j$.

Una vez planteada para la primera ramificación se hace lo mismo para las siguientes y se procede a suponer gastos iniciales arbitrarios, teniendo en cuenta que en el primer cálculo, todos los Q pueden ser cero.

Donde el método supone que el flujo en cada tubo está dado por:

$$Q_i = Q_{i0} + \Delta Q_m + \sum \Delta Q_j \quad 3.4$$

Teniendo en cuenta que Q_{i0} es un gasto inicial arbitrario en cada tubo satisfaciendo continuidad en toda la red de tubos.

ΔQ_m es la corrección a la malla m y ΔQ_j es la corrección al gasto en un tubo, si es que éste pertenece a más de una malla simultáneamente.

La convergencia del método iterativo de Hardy-Cross, depende del valor inicial de los Q_{i0} en cada tubo y es posible que si este valor está muy alejado del gasto que realmente fluye por el tubo (incluyendo pérdidas) el método no converja, teniendo que cambiar los Q_{i0} .

Sustituyendo estas correcciones a los gastos, la ecuación modificada de Bernoulli, para cada rama, queda de la forma:

$$f(\Delta Q_1, \Delta Q_2, \dots, \Delta Q_n) = 0$$

3.3. METODO DE NEWTON-RAPHSON.

El método de Newton-Raphson establece que, para resolver esta ecuación, se utilice:

$$\Delta Q_{i+1} = \Delta Q_i - (f(\Delta Q) / (df/d \Delta Q))$$

Donde por definición:

$$df/d \Delta Q_i = \partial f / \partial \Delta Q$$

es decir, valuando Newton-Raphson, inicializando con $\Delta Q_{i+k} = 0$, se obtendrán valores sucesivos de ΔQ_{i+k+1} cuando dos o más valores sucesivos sean iguales, este valor será el ΔQ_i buscado.

Para el sistema de la figura 3.2, se obtienen las ecuaciones para poder resolver el circuito hidráulico.

Sistema de tuberías

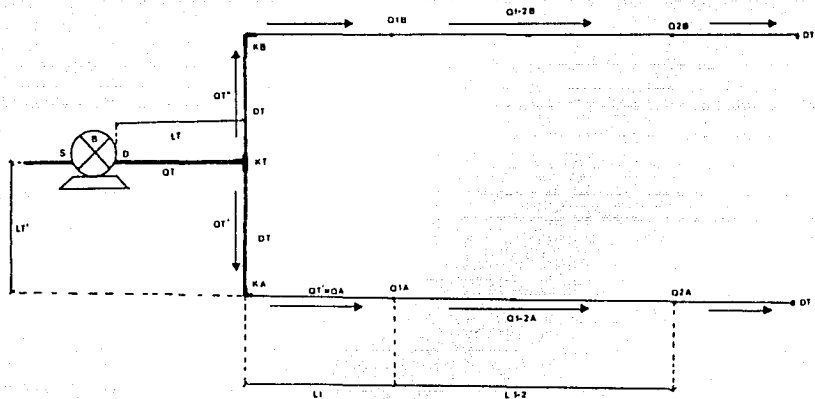


Figura 3.2

Primera ley en la bomba:

$$\frac{P_s}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} = \frac{P_D}{\rho} + \frac{V_D^2}{2} + \frac{W_{sist}}{m}$$

Para la succión:

$$\frac{P_{amb}}{\rho} + N_{ig} = \frac{P_s}{\rho} + \frac{V_s^2}{2}$$

Donde N es la altura pizometrica

Bernoulli modificado desde D hasta la última perforación de la rama A.

$$\frac{P_D}{\rho} + \frac{V_D^2}{2} = \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{Q_{2A}^2}{2A_p^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_T \right) +$$

$$\frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_A \right) + \frac{fL_1}{D_T} \right\} + \frac{Q_{1-2A}^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{1-2}}{D_T} + 2Ku \right) + ng$$

$$\frac{P_{amb}}{\rho} + n_{ig} = \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{Q_{2A}^2}{2A_p^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_T \right) +$$

$$+ \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_A \right) + \frac{fL_1}{D_T} \right\} + \frac{Q_{1-2A}^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{1-2}}{D_T} + 2Ku \right) + ng$$

Utilizando el método de Hardy-Cross, se tiene:

$$\left(Q_{3A0} + \Delta Q_A \right) \left| Q_{3A0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_p^2} + \left(Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right)$$

$$\left| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_T \right) + \left(Q_{T0}' + \Delta Q_A \right)$$

$$\left| Q_{T0}' + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_A \right) + \frac{fL_1}{D_T} \right\} + \left(Q_{1-2A0} + \Delta Q_A \right)$$

$$\left| Q_{1-2A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{1-2}}{D_T} + 2K_A \right) + ng - nig - g H_B = 0$$

Utilizando el método de Newton-Raphson, se tiene:

$$\begin{aligned} & 2 \left| Q_{2-A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_P^2} + 2 \left| Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_T^2} \\ & \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_T \right) + 2 \left| Q_{T'_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_A \right) + \left(\frac{fL_1}{D_T} \right) \right\} \\ & + 2 \left| Q_{1-2A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{1-2}}{D_T} + 2K_U \right) \\ & - g \left\{ \left(A_1 + 2A_2 Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right) + 3A_3 \left(Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right)^2 \right\} = 0 \end{aligned}$$

Esto se hace de igual manera para la rama B y, así, poder tener completo el sistema.

El último término sirve por si se tiene la curva característica de la bomba, siendo ésta una ecuación cuadrática.

APLICACION PRACTICA A SISTEMAS DE IRRIGACION.

4.1. SOLUCION TEORICA DE UN SISTEMA DE IRRIGACION A ESCALA, ALIMENTADO POR UNA BOMBA CENTRIFUGA.

En la figura 4.1 se muestra el circuito hidráulico que se analizó en esta tesis.

Este circuito tiene valores experimentales de sus parámetros, el fluido es impulsado por una bomba del tipo centrifugo (de eje horizontal).

El factor de contracción en perforaciones es un dato tomado experimentalmente y depende del grosor de la pared del tubo y del diámetro de la perforación. Este factor toma valores desde 0.7 hasta 0.99 y está definido como se muestra en la figura 4.2.

Datos del problema a resolver:

LONGITUDES.

Lt = 1.815 mts.

Lt' = 0.28 mts.

Lt'' = 0.285 mts.

Lab = 0.3425 mts.

Lcd = 0.3385 mts.

Ll = 0.115 mts.

Lz = 1.6325 mts.

Ls = 1.3081 mts.

COEFICIENTE DE RESISTENCIA.

KA = 2.1 reducción y codo de 90.
KB = 2.15 reducción y te.
KC = 2.15 reducción y te.
KD = 2.2 reducción y codo de 90.
KBA = 0.04 cople recto.
KCD = 0.04 cople recto.
KVT = 10 válvula de globo y reducciones.
KT = 1.3 te.
KV = 0.3 válvula de compuerta.
KU = 0.4 cople recto.

DIAMETROS.

Dp = 4.32 mm. perforaciones.
DT = 20.93 mm. tubo de alimentación y distribución.
DG = 9.15 mm. tubo de las ramas A, B y C.
DM = 8.28 mm. tubo de la rama D.

ÁREAS.

AP = 14.7 mm. perforaciones.
AT = 344.06 mm. tubo de alimentación y distribución
AG = 65.75 mm. tubo de las ramas A, B y C.

Factor de contracción.

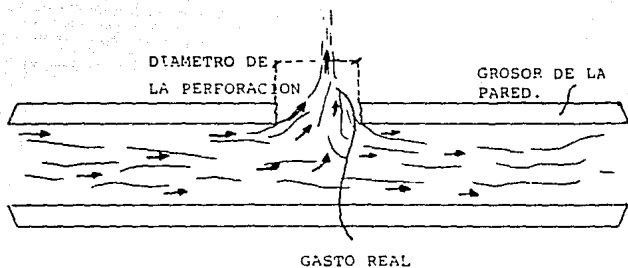


Figura 4.2

$A_m = 53.84 \text{ mm.}$ tubo de la rama D.

OTROS DATOS.

$F_c = 0.7$ factor de contracción.

$E = 0.0015 \text{ mm.}$ rugosidad absoluta del PVC.

$f = 0.04$ factor de fricción.

$H = 8 \text{ mts.}$ carga de la bomba.

Aplicando la primera ley, se tiene:

$$\frac{P_s + V_s^2}{\rho} = \frac{P_D + V_D^2}{\rho} + \frac{\omega_{sis}}{m}$$

$$\frac{P_{amb} + n_{ig}}{\rho} = \frac{P_s + V_s^2}{\rho}$$

Bernoulli modificado desde D hasta la última perforación de la rama A.

$$\begin{aligned} \frac{P_D + V_D^2}{\rho} = & \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{(Q_{3-A}^2)}{2A_p^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) \\ & + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_{VI} + K_B \right) + \frac{Q_{3-A}^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{BA}}{D_T} + K_{BA} + K_A \right) \\ & \frac{Q_A^2}{2A_G^2} \left(\frac{fL_1}{D_G} \right) + \frac{Q_{1-2A}^2}{2A_G^2} \left(\frac{fL_2}{D_G} + nKu \right) + \frac{Q_{2-3A}}{A_G^2} \\ & \left(\frac{fL_3}{D_G} + nKu \right) + ng \end{aligned}$$

Sustitución en la primera ley:

$$\begin{aligned} \frac{P_{amb}}{\rho} + n i g &= \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{Q_{3A}^2}{2A_T^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) \\ &+ \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_{VI} + K_B \right) + \frac{Q_A^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_{BA}}{D_T} + K_{BA} + K_A \right) \\ &+ \frac{Q_A^2}{A_G^2} \left(\frac{fL_1}{D_G} \right) + \frac{Q_{1-2A}}{2A_G^2} \left(\frac{fL_Z}{D_G} + nKu \right) + \frac{Q_{2-3A}}{A_G^2} \\ &\left(\frac{fL_S}{D_G} + nKu \right) - n i g - gH_B = 0 \end{aligned}$$

Se resuelve por el método de Hardy-Cross y se aplica al área de la última perforación de la rama A, un factor de contracción.

$$\begin{aligned} &\left(Q_{3-A} + \Delta Q_A \right) \left| Q_{3-A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2(A_T C)^2} + \left(Q_{T_0} + \Delta Q_A \right. \\ &+ \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \left. \right) \left| Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right| \\ &\frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + \left(Q_{T_0}' + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right) \\ &\left| Q_{T_0}' + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_{VI} + K_B \right) + \\ &\left(Q_{A_0} + \Delta Q_A \right) \left| Q_{A_0} + \Delta Q_A \right| \\ &\frac{1}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{fL_{BA}}{D_T} + K_{BA} + K_A \right) + \left(\frac{fL_1}{D_G} \frac{1}{2A_G^2} \right) \right\} + \\ &\left(Q_{1-2A_0} + \Delta Q_A \right) \left| Q_{1-2A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_Z}{D_G} + nKu \right) \end{aligned}$$

$$+ (Q_{2-3A_0} + \Delta Q_A) \left| Q_{2-3A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_S}{D_G} + nKu \right) \\ + ng + nig - g H_B = 0$$

Newton-Raphson.

$$2 \left| Q_{3-A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_P^2 f_C^2} + 2 \left| Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C \right. \\ \left. + \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + 2 \left| Q_{T'_0} + \Delta Q_A + \right. \\ \left. \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_{VT'} + K_B \right) + 2 \left| Q_{A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_1^2} \\ \left\{ \left(\frac{fL_{BA}}{D_T} + K_{BA} + K_A \right) + \left(\frac{fL_1}{D_G} \frac{1}{2A_G^2} \right) \right\} + 2 \left| Q_{1-2A_0} \right. \\ \left. + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_2}{D_G} + nKu \right) + 2 \left| Q_{2-3A_0} + \Delta Q_A \right| \frac{1}{2A_G^2} \\ \left(\frac{fL_S}{D_G} + nKu \right) - g \left\{ \left(A_1 + 2A_2 \left(Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C \right. \right. \right. \\ \left. \left. + \Delta Q_D \right) + 3A_3 \left(Q_{T_0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right)^2 \right\} = 0$$

Bernoulli modificado desde D hasta la última perforación de la rama B.

$$\frac{P_D}{\rho} + \frac{V_D^2}{2} = \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{Q_{3-B}^2}{2A_P^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) \\ + \frac{Q_T'^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T'}{D_T} + K_{VT'} + K_B \right) + \frac{Q_B^2}{2A_G^2} \left(\frac{fL_1}{D_G} \right) + \frac{Q_{1-2-B}^2}{2A_G^2}$$

$$\left(\frac{fL_z + nKu}{D_G} \right) + \frac{Q_{2-3A}}{A_G^2} \left(\frac{fL_s + nKu}{D_G} \right) + ng - nig$$

Sustitución en la primera ley.

$$\begin{aligned} \frac{P_{amb}}{\rho} + nig &= \frac{P_{amb}}{\rho} + \frac{(Q_{3B}^2)}{2A_P^2} + \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T + K_{VT} + K_T}{D_T} \right) \\ &+ \frac{Q_T^2}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T' + K_{VI} + K_B}{D_T} \right) + \frac{Q_B^2}{2A_G^2} \left(\frac{fL_1}{D_G} \right) + \frac{Q_{1-2B}^2}{2A_G^2} \\ &\left(\frac{fL_z + nKu}{D_G} \right) + \frac{Q_{2-3B}}{A_G^2} \left(\frac{fL_s + nKu}{D_G} \right) + ng - nig \end{aligned}$$

Se resuelve por el método de Hardy-Cross y se aplica al área de la última perforación de la rama B, un factor de contracción; $fc=0.7$.

$$\begin{aligned} &\left(Q_{3B0} + \Delta Q_B \right) \left| Q_{3-BO} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_P^2 fc^2} \left(Q_{T0} + \Delta Q_A + \right. \\ &\Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \left. \right) \left| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \right. \\ &\Delta Q_D \left| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T + K_{VT} + K_T}{D_T} \right) + \left(Q_{T0}' + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right) \right. \\ &\left| Q_{T0}' + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T' + K_{VI} + K_B}{D_T} \right) + \left(Q_{B0} + \right. \\ &\Delta Q_B \left. \right) \left| Q_{B0} + \Delta Q_B \right| \frac{fL_1}{D_G} \frac{1}{2A_G^2} + \left(Q_{1-2B0} + \Delta Q_B \right) \\ &\frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_z + nKu}{D_G} \right) + \left(Q_{2-3B0} + \Delta Q_B \right) \left| Q_{2-3B0} + \Delta Q_B \right| \\ &\frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_s + nKu}{D_G} \right) + ng - nig - g H_B = 0 \end{aligned}$$

Aplicando el método Newton-Raphson, se tiene:

$$\begin{aligned}
 & 2 \left| Q_{3-B0} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_P^2 f_C^2} + 2 \left| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \right. \\
 & \left. \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + 2 \left| Q_{T0}' + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right| \\
 & \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}'}{D_T} + K_{V1} + K_B \right) + 2 \left| Q_{B-0} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_G^2 D_G} \frac{f_{L1}}{D_G} + 2 \\
 & \left| Q_{1-2B0} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_G^2} \frac{f_{L1}}{D_G} + 2 \left| Q_{1-2B0} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{f_{L2}}{D_G} + \right. \\
 & \left. nKu \right) + 2 \left| Q_{2-3B0} + \Delta Q_B \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{f_{L5}}{D_G} + nKu \right) \\
 & -g \left\{ \left(A_1 + 2A_2 \left(Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right) \right) \right. \\
 & \left. + 3A_3 \left(Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right)^2 \right\} = 0
 \end{aligned}$$

Para las ramas C y D es el mismo procedimiento que para las ramas A y B, respectivamente; pero con diferentes incógnitas. A continuación, se obtendrán las ecuaciones de Hardy-Cross y Newton-Raphson, para ambas ramas faltantes.

Para la rama C.

$$\begin{aligned}
 & \left(Q_{3-C0} + \Delta Q_C \right) \left| Q_{3C0} + \Delta Q_C \right| \frac{1}{2A_P^2 f_C^2} + \left(Q_{T0} + \Delta Q_A + \right. \\
 & \left. \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right) \left| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right| \\
 & \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + \left(Q_{T0}'' + \Delta Q_D + \Delta Q_C \right) \left| Q_{T0}'' + \right. \\
 & \left. \Delta Q_D + \Delta Q_C \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}''}{D_T} + K_{V11} + K_C \right) + \left(Q_{C0} + \Delta Q_C \right) \\
 & \left| Q_{C0} + \Delta Q_C \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{f_{L1}}{D_G} \right) + \left(Q_{1-2C0} + \Delta Q_C \right) \left| Q_{1-2C0} + \Delta Q_C \right|
 \end{aligned}$$

$$\frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_Z + nKu}{D_G} \right) + \left(Q_{2-3CO} + \Delta Q_C \right) \left| Q_{2-3CO} + \Delta Q_C \right|$$

$$\frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_S + nKu}{D_G} \right) + ng - nig - g H_B = 0$$

Newton-Raphson.

$$2 \left| Q_{3CO} + \Delta Q_C \right| \frac{1 + 2}{2A_P^2 f_C^2} \left| Q_{TO} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \right.$$

$$\left. \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T + K_{VT} + K_T}{D_T} \right) + 2 \left| Q_{TO} + \Delta Q_D + \Delta Q_C \right|$$

$$\frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{fL_T + K_{VII} + K_C}{D_T} \right) + 2 \left| Q_{CO} + \Delta Q_C \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_I}{D_G} \right) 2$$

$$\left| Q_{1-2CO} + \Delta Q_C \right| \frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_Z + nKu}{D_G} \right) + 2 \left| Q_{2-3CO} + \Delta Q_C \right|$$

$$\frac{1}{2A_G^2} \left(\frac{fL_S + nKu}{D_G} \right) - g \left\{ A_1 + 2A_2 \left(Q_{TO} + \Delta Q_A + \Delta Q_B \right. \right.$$

$$\left. \left. + \Delta Q_C + \Delta Q_D \right) + 3A_3 \left(Q_{TO} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \right. \right.$$

$$\left. \left. \Delta Q_D \right)^2 \right\} = 0$$

Para la rama D.

Hardy-Cross.

$$\left(Q_{3-DO} + \Delta Q_D \right) \left| Q_{3DO} + \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_P^2 f_C^2} \left(Q_{TO} + \Delta Q_A + \right.$$

$$\begin{aligned} & \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \Big| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D \Big| \\ & \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + \left(Q_{T0}'' + \Delta Q_D + \Delta Q_C \right) \Big| Q_{T0}'' + \\ & \Delta Q_D + \Delta Q_C \Big| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}''}{D_T} + K_{VII} + K_C \right) + \left(Q_{D0} + \Delta Q_D \right) \Big| Q_{D0} \\ & + \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_T^2} \left\{ \left(\frac{f_{LCD}}{D_T} + K_{CD} + K_D \right) + \left(\frac{f_{L_1}}{D_M} \frac{1}{2A_M^2} \right) + \left(Q \right. \right. \\ & \left. \left. + \Delta Q_D \right) \Big| Q_{1-2D0} + \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_M^2} \left(f_{L_2} + nKu \right) + \left(Q_{2-3D0} + \right. \right. \\ & \left. \left. \Delta Q_D \right) \Big| Q_{2-3D0} + \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_M^2} \left(\frac{f_{L_S}}{D_M} + nKu \right) + ng - nig - gH_B = 0 \end{aligned}$$

Newton-Raphson.

$$\begin{aligned} & 2 \Big| Q_{3D0} + \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_T^2 f_C^2} \Big| Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \\ & \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}}{D_T} + K_{VT} + K_T \right) + 2 \Big| Q_{T0}'' + \Delta Q_D + \\ & \Delta Q_C \Big| \frac{1}{2A_T^2} \left(\frac{f_{L_T}''}{D_T} + K_{VII} + K_C \right) + 2 \Big| Q_{D0} + \Delta Q_D \Big| \frac{1}{2A_T^2} \\ & \left\{ \left(\frac{f_{LCD}}{D_T} + K_{CD} + K_D \right) + \left(\frac{f_{L_1}}{D_M} \frac{1}{2A_M^2} \right) \right\} + \end{aligned}$$

$$2 \left| Q_{1-200} + \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_M^2} \left(\frac{fL_z + nKu}{D_M} \right) + 2 \left| Q_{2-300} + \Delta Q_D \right| \frac{1}{2A_M^2} \left(\frac{fL_s + nKu}{D_M} \right) - g \left(A_1 + 2A_2 (Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D) + 3A_3 (Q_{T0} + \Delta Q_A + \Delta Q_B + \Delta Q_C + \Delta Q_D)^2 \right) = 0$$

El flujo se consideró turbulento para poder determinar el factor de fricción, el coeficiente de contracción se tomó con respecto al grosor de la pared del tubo y la carga de la bomba se tomó de 8mts, por la curva carga-capacidad obtenida en el laboratorio.

A continuación se desarrolla la solución del sistema por computadora, teniendo el listado del programa en lenguaje de basic avanzado y, posteriormente, se tienen tres resultados diferentes, con el fin de comprobar el método que se utilizó, es decir, en el primer resultado, el método nos dice que se incremente el gasto inicial arbitrario que se tomó; en el segundo resultado se propuso un gasto inicial arbitrario menor que el primero y el método dice que se aumente todavía más ese gasto inicial arbitrario y, por último, se propuso otro gasto inicial arbitrario mayor que el primero y el método dice que incrementemos el gasto inicial, pero con respecto al incremento del primer gasto éste es menor, es decir, el método si arroja resultados realistas.

```
10 REM SE DEBE COMENZAR POR ALIMENTAR AL PROGRAMA CON LOS GASTOS
20 REM SUPUESTOS PARA CADA RAMA Y PARA CADA PERFORACION
30 PRINT "INTRODUSCA LOS GASTOS INICIALES SUPUESTOS EN Hts/seg"
40 INPUT "QTo,QTa,QTb,QTc,QTd";QT0,QT1,QT2
50 INPUT "QAc,QBc,QCc,QDc";QAO,QBO,QCO,QDO
60 INPUT "Q1-2,Ac,Q2-3,Ac";Q12A,Q23A
70 INPUT "Q1-2,Bc,Q2-3,Bc";Q12B,Q23B
80 INPUT "Q1-2,Cc,Q2-3,Cc";Q12C,Q23C
90 INPUT "Q1-2,Dc,Q2-3,Dc";Q12D,Q23D
100 Q3A=Q23A:Q3B=Q23B:Q3C=Q23C:Q3D=Q23D
110 INPUT "dGA,dGB,dGC,dGD";GA,GB,GC,GD
120 PRINT "INTRODUSCA LOS FACTORES DE FRICCION RESPECTIVAMENTE"
130 REM SE PIDEN LOS FACTORES DE FRICCION PARA CADA RAMA Y PARTE DEL SISTEMA
140 INPUT "Ft,Fl",Ft,Fl;FT,FT1,FT2
150 INPUT "Fab,F1-2,A,F2-3,A,F1-2,B,F2-3,B";FAB,F12A,F23A,F12B,F23B
160 INPUT "Fcd,F1-2,D,F2-3,D,F1-2,C,F2-3,C";FCD,F12D,F23D,F12C,F23C
170 INPUT "FBo,FCb,FAc,FDb";FBO,FCO,FAO,FDO
180 GOTO 270
190 REM ESTOS SON LOS VALORES CON LOS QUE SE CORRIO EL PROGRAMA
200 REM DESDE LA INSTRUCCION 210 HASTA LA 240
210 QT0=5.743211E-04:QT01=2.92157E-04:QT02=2.32124E-04:QAO=1.46558E-04:QBO=0.0001
456:QCO=1.47487E-04:QDO=1.34677E-04:Q12A=9.0719E-05:Q23A=4.3609E-05
220 Q12B=8.9296E-05:Q23B=4.3612E-05:Q12C=9.0719E-05:Q23C=4.3609E-05:Q12D=7.884E-
05:Q23D=3.7071E-05:QA=0:QB=0:QC=0:QD=0
230 Q3A=Q23A:Q3B=Q23B:Q3C=Q23C:Q3D=Q23D
240 FTA=04:F1=FT:FT2=FT:FAB=FT:F12A=FT:F23A=FT:F12B=FT:F23B=FT:FCD=FT:F12D=FT:F
23D=FT:F12C=FT:F23C=FT:FBO=FT:FCO=FT:FAO=FT:FDO=FT:H=8
250 PEM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE HARDY-CROSS
260 REM PARA LA RAMA "A"
270 EC1M=((Q3A+QA)*ABS(Q3A+QA)+2327315458M*(1.5)/.49
280 EC1M=EC1M*((QT0+QA+QB+GC+QD)*ABS(QT0+QA+QB+GC+QD)+4223897)*((FT*86.72)+11.3)
)
290 EC1M=EC1M*((QT01+QA+QB)*ABS(QT01+QA+QB)+4223897)*((FT1*13.38)+2.4)
300 EC1M=EC1M*((QAO+QA)*ABS(QAO+QA)+4223897)*((FAB*16.36)+2.14)+(FAO*145339138
5M)
310 EC1M=EC1M*((Q12A+QA)*ABS(Q12A+QA)+115639402M*((F12A*178.415)+.8))
320 EC1M=EC1M*((Q23A+QA)*ABS(Q23A+QA)+115639402M*((F23A*142.96)+1.1))
330 EC1M=EC1M-2.45-(M*9.806599)
340 EC1M=EC1M
350 EC1M=0
360 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE NEWTON-RAPHSON
370 EC1M=(2*ABS(Q3A+QA)+2327315458M*(1.5)/.49
380 EC1M=EC1M+2*ABS(QT0+QA+QB+GC+QD)+4223897)*((FT*86.72)+11.3)
390 EC1M=EC1M+2*ABS(QT01+QA+QB)+4223897)*((FT1*13.38)+2.4)
400 S1=(4223897)*((FAB*16.36)+2.14)+(FAO*145339138M)
410 EC1M=EC1M*(S1/(2*ABS(QAO+QA)))
420 EC1M=EC1M+2*ABS(Q12A+QA)+115639402M*((F12A*178.415)+.8)
430 EC1M=EC1M+2*ABS(Q23A+QA)+115639402M*((F23A*142.96)+1.1)
440 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE HARDY-CROSS
450 REM PARA LA RAMA "B"
460 EC2M=((Q3B+QB)*ABS(Q3B+QB)+2327315458M*(1.5)/.49
470 EC2M=EC2M*((QT0+QA+QB+GC+QD)*ABS(QT0+QA+QB+GC+QD)+4223897)*((FT*86.72)+11.3)
)
480 EC2M=EC2M*((QT01+QA+QB)*ABS(QT01+QA+QB)+4223897)*((FT1*13.38)+2.4)
```

```

490 EC2H=EC2H+(QB0+QB)*ABS(QB0+QB)*(FBO*1453391385H)
500 EC2H=EC2H+((Q12B+QB)*ABS(Q12B+QB)*115639402H*((F12B*178.415)+.8))
510 EC2H=EC2H+((Q23B+QB)*ABS(Q23B+QB)*115639402H*((F23B*142.96)+1.1))
520 EC2H=EC2H-2.45-(H*9.806599)
530 EC2H=EC2H
540 EC2H=0
550 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE NEWTON-RAPHSON
560 EC2M=(2*ABS(Q3B+QB)+2327315458H*1.5)/.49
570 EC2M=EC2M+2*ABS(QT0+QA+QB+QC+QD)*4223897*(FT*86.72)+11.3)
580 EC2M=EC2M+2*ABS(QT0+QA+QB)*4223897*(FT*13.38)+2.4)
590 EC2M=EC2M+2*ABS(QB0+QB)*(FBO*1453391385H)
600 EC2M=EC2M+2*ABS(Q12B+QB)*115639402H*((F12B*178.415)+.8)
610 EC2M=EC2M+2*ABS(Q23B+QB)*115639402H*((F23B*142.96)+1.1)
620 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE HARDY-CROSS
630 REM PARA LA RAMA 'C'
640 EC3M=((Q3C+QC)*ABS(Q3C+QC)+2327315458H*1.5)/.49
650 EC3M=EC3M+((QT0+QA+QB+QC+QD)*ABS(QT0+QA+QB+QC+QD)+4223897*(FT*86.72)+11.3)
)
660 EC3M=EC3M+((QT02+QD+QC)*ABS(QT02+QD+QC)+4223897*(FT*13.38)+2.4))
670 EC3M=EC3M+(QC0+QC)*ABS(QC0+QC)*(FC0*1453391385H)
680 EC3M=EC3M+((Q12C+QC)*ABS(Q12C+QC)*115639402H*((F12C*178.415)+.8))
690 EC3M=EC3M+((Q23C+QC)*ABS(Q23C+QC)*115639402H*((F23C*142.96)+1.1))
700 EC3M=EC3M-2.45-(H*9.806599)
710 EC3M=EC3M
720 EC3M=0
730 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE NEWTON-RAPHSON
740 EC3M=(2*ABS(Q3C+QC)+2327315458H*1.5)/.49
750 EC3M=EC3M+2*ABS(QT0+QA+QB+QC+QD)*4223897*(FT*86.72)+11.3)
760 EC3M=EC3M+2*ABS(QT02+QD+QC)+4223897*(FT*13.38)+2.4)
770 EC3M=EC3M+2*ABS(QC0+QC)*(FC0*1453391385H)
780 EC3M=EC3M+2*ABS(Q12C+QC)*115639402H*((F12C*178.415)+.8)
790 EC3M=EC3M+2*ABS(Q23C+QC)*115639402H*((F23C*142.96)+1.1)
800 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE HARDY-CROSS
810 REM PARA LA RAMA 'D'
820 EC4M=((Q3D+QD)*ABS(Q3D+QD)+2327315458H*1.5)/.49
830 EC4M=EC4M+((QT0+QA+QB+QC+QD)*ABS(QT0+QA+QB+QC+QD)+4223897*(FT*86.72)+11.3)
)
840 EC4M=EC4M+((QT02+QD+QC)*ABS(QT02+QD+QC)+4223897*(FT*13.38)+2.4))
850 EC4M=EC4M+((QD0+QD)*ABS(QD0+QD)*(FDC*16.36)+2.14)+(FDC*239517398
9H)
860 EC4M=EC4M+((Q12D+QD)*ABS(Q12D+QD)*172452527H*((F12D*197.161)+.8))
870 EC4M=EC4M+((Q23D+QD)*ABS(Q23D+QD)*172452527H*((F23D*157.984)+1.1))
880 EC4M=EC4M-2.45-(H*9.806599)
890 EC4M=EC4M
900 EC4M=0
910 REM EMPIEZA A CALCULAR LA ECUACION POR EL METODO DE NEWTON-RAPHSON
920 EC4M=(2*ABS(Q3D+QD)+2327315458H*1.5)/.49
930 EC4M=EC4M+2*ABS(QT0+QA+QB+QC+QD)*4223897*(FT*86.72)+11.3)
940 EC4M=EC4M+2*ABS(QT02+QD+QC)+4223897*(FT*13.38)+2.4)
950 S2=(4223897*(FDC*16.36)+2.14)+(FDC*239517398H)
960 EC4M=EC4M+(S2*(2*ABS(QD0+QD)))
970 EC4M=EC4M+2*ABS(Q12D+QD)*172452527H*((F12D*197.161)+.8)
980 EC4M=EC4M+2*ABS(Q23D+QD)*172452527H*((F23D*157.984)+1.1)
990 EL PROGRAMA EMPIEZA A PERLIZAR LAS INTERACCIONES Y ASI IR
1000 APROXIMANDO AL VALOR MAS EXACTO POSIBLE
1010 QA=QA-EC1M/EC1M
1020 IF QA=02 THEN 1050

```

```
1030 Q2=QA
1040 OB=OB-EC2M/EC2M
1050 IF OB=Q21 THEN 1080
1060 Q21=OB
1070 QC=QC-EC3M/EC3M
1080 IF QC=Q22 THEN 1110
1090 Q22=QC
1100 OD=OD-EC4M/EC4M
1110 IF OD=Q23 THEN 1140
1120 Q23=OD
1130 GOTO 270
1140 QTO=QTO+60000
1150 PRINT "CON UNA CARGA EN LA BOMBA DE  *;H * mts. Y UN*
1160 PRINT "
1170 PRINT "GASTO INICIAL DE  *;QTO* LITROS POR MINUTO*
1180 PRINT "
1190 PRINT "HAY QUE SUMAR O RESTAR "
1200 PRINT "
1210 REM SE CONVIERTE EL VALOR ARROJADO POR EL PROGRAMA QUE
1220 REM ESTA EN Mts/seg A Lts/min.
1230 QA=QA*60000
1240 QB=QB*60000
1250 QC=QC*60000
1260 QD=QD*60000
1270 PRINT QA " LITROS POR MINUTO A LA RAMA A"
1280 PRINT "
1290 PRINT QB " LITROS POR MINUTO A LA RAMA B"
1300 PRINT "
1310 PRINT QC " LITROS POR MINUTO A LA RAMA C"
1320 PRINT "
1330 PRINT QD " LITROS POR MINUTO A LA RAMA D"
1340 PRINT "
1350 QT7=(QA+QB+QC+QD)
1360 DF=QT7+QTO
1370 PRINT "CON UN INCREMENTO TOTAL DE  *;QT7* LITROS POR MINUTO*
1380 PRINT "
1390 PRINT "Y UN GASTO TOTAL DE  *;DF* LITROS POR MINUTO*
1400 PRINT " "
```

1° Corrida

CON UNA CARGA EN LA ECHEA DE 3 mts. Y UN

GASTO INICIAL DE 24.45726 LITROS POR MINUTO

HAY QUE SUMAR O RESTAR

1.478148 LITROS POR MINUTO A LA RAMA A

1.509349 LITROS POR MINUTO A LA RAMA B

1.496857 LITROS POR MINUTO A LA RAMA C

1.496681 LITROS POR MINUTO A LA RAMA D

CON UN INCREMENTO TOTAL DE 5.961036 LITROS POR MINUTO

Y UN GASTO TOTAL DE 30.41829 LITROS POR MINUTO

2° Corrida

CON UNA CARGA EN LA ECHEA DE 8 mts. Y UN

GASTO INICIAL DE 41.79347 LITROS POR MINUTO

HAY QUE SUMAR O RESTAR

.530576 LITROS POR MINUTO A LA RAMA A

.57042 LITROS POR MINUTO A LA RAMA B

.5545326 LITROS POR MINUTO A LA RAMA C

.5162259 LITROS POR MINUTO A LA RAMA D

CON UN INCREMENTO TOTAL DE 2.272265 LITROS POR MINUTO

Y UN GASTO TOTAL DE 44.06574 LITROS POR MINUTO

3ª Corrida

CON UNA CARGA EN LA BANDA DE 1000 KG

GASTO INICIAL DE 20.100 LITROS POR MINUTO

HAY QUE SUMAR O RESTAR

2.205848 LITROS POR MINUTO A LA BANDA A

2.319172 LITROS POR MINUTO A LA BANDA B

2.310745 LITROS POR MINUTO A LA BANDA C

2.253711 LITROS POR MINUTO A LA BANDA D

CON UN INCREMENTO TOTAL DE 8.179776 LITROS POR MINUTO

Y UN GASTO TOTAL DE 28.279776 LITROS POR MINUTO

Una vez obtenidos los gastos totales para cada rama, es necesario saber cuál es el gasto real que sale por cada perforación y cómo los gastos iniciales arbitrarios cumplen continuidad, se pueden incrementar por porcentajes, es decir, si para la rama A el resultado dice que le aumente ciertos litros por minuto, se verá que porcentaje representa este aumento o decremento, para el gasto supuesto de la rama A y ese mismo porcentaje se aumenta o quita a cada perforación.

Una vez obtenidos los gastos reales se hace la selección del micro aspersor necesario.

Todos estos gastos reales se obtuvieron de la primera corrida, que fue la que se tomó como ejemplo.

GASTOS REALES.

RAMA A.

$Q_a = 10.3178 \text{ Lts/min.}$

$Q_{1a} = 3.9308 \text{ Lts/min.}$

$Q_{2a} = 3.3164 \text{ Lts/min.}$

$Q_{3a} = 3.0704 \text{ Lts/min.}$

RAMA B.

$Q_b = 10.2935 \text{ Lts/min.}$

$Q_{1b} = 3.9792 \text{ Lts/min.}$

Q2b = 3.2286 Lts/min.

Q3b = 3.0825 Lts/min.

RAMA C.

Qc = 10.3903 Lts/min.

Q1c = 4.0006 Lts/min.

Q2c = 3.3195 Lts/min.

Q3c = 3.0733 Lts/min.

RAMA D.

Qd = 9.6191 Lts/min.

Q1d = 3.9882 Lts/min.

Q2d = 2.9832 Lts/min.

Q3d = 2.6476 Lts/min.

4.2. MICROASPERORES.

Los microaspersores son usados, hoy en día, para riegos en invernaderos y cultivos al aire libre. Entre una de sus grandes ventajas son -- las de aprovechar el agua casi en un 95 %, es decir, las plantas necesitan varios riegos al día, dando el microaspersor el diámetro necesario de sombrilla de agua, donde por debajo de ésta se encuentra la raíz de la planta. Estos sistemas casi en su totalidad poseen un arrancador automático, que consta de un programa, para que la planta siempre tenga la humedad necesaria, no que la tierra esté lodosa, pero que

no esté seca; con ésto se logra que se tenga poca evaporación y poder controlar la humedad relativa en el lugar, si se trata de invernaderos.

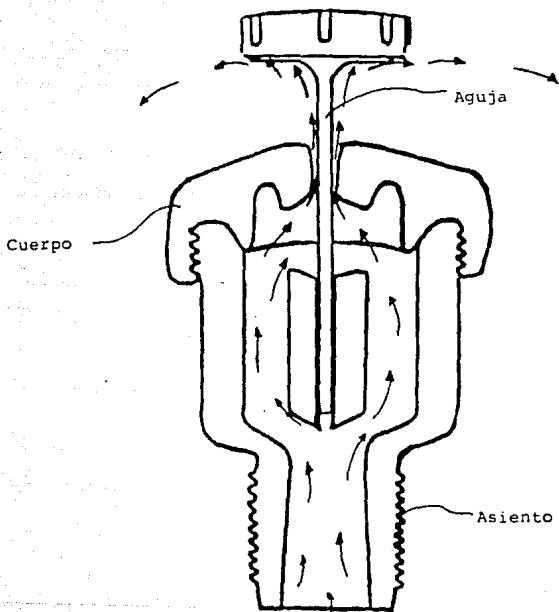
Existe una gran variedad y clases de microaspersores, pero el fabricante siempre hace referencia al gasto. A continuación se presenta una tabla de los diferentes tipos de microaspersores.

COLOR DEL MICROASPELRSOR	GASTO DEL MICROASPELRSOR EN LITROS/MINUTO.				
	GRIS.	2.3997	3.0015	3.4027	3.8001
AZUL.	3.4027	4.2014	4.7994	5.4012	5.9992
AMARILLO.	4.0007	4.9016	5.6018	6.2982	6.9985

En la figura 4.3 se pueden apreciar las partes de que consta un microaspersor.

4.3. RESOLUCION PRACTICA A SISTEMAS DE IRRIGACION.

Sobre el sistema que se desarrolla en esta tesis, ya se estudió cómo se resuelve teóricamente, tratando de tomar en cuenta el mayor número de variables posibles, pero ahora se tratará el estudio práctico, ya que el sistema se construyó para poder hacer así un estudio completo -



MICROASPERSOR

Figura 4.3

del tema desarrollado. A continuación se explicará el desarrollo del experimento.

El modelo construido fue diseñado para poder llevar a cabo las pruebas; por principio, se hizo una prueba experimental con las cuatro ramas en funcionamiento y se pudo observar, en cada rama, una caída de presión por cada perforación, es decir, en las primeras perforaciones de cada rama, la altura del chorro era más alta que en las segundas perforaciones y, así sucesivamente, comprobándose rápidamente la caída de presión en el sistema, debida a las pérdidas, se continuó con la medición de las alturas de los chorros, para así poder saber cuál era la velocidad de salida en cada perforación y sabiendo el área de la misma, obtener el gasto. También se tomó en cuenta la lectura en el tubo U, para poder comparar la carga de la bomba contra la carga que se obtuvo de laboratorio.

De la misma manera se repitió esta operación, cerrando una válvula y quedando funcionando dos ramas, midiendo las alturas de los chorros y la carga en la bomba y, por último, se cerró la otra válvula, volviendo a quedar funcionando las otras dos ramas y midiendo de nuevo las alturas de los nuevos chorros y la carga en la bomba; estas dos últimas pruebas se realizaron por el hecho de que el diámetro en la rama D es menor a los de las demás ramas.

Para obtener los gastos,

$$v = \sqrt{2gh}$$

$$Q = V \cdot A \cdot f_c \quad \text{mts}^3/\text{seg}$$

$$Q_t = Q \cdot 60000 \quad \text{litros/minuto}$$

El area de las perforaciones es $1.4657 \cdot 10^{-6}$ mts²

TABLA.

ALTURA DE LOS CHORROS MEDIDOS.

PRUEBA NUMERO 1.

36 cms. en el Tubo U, que corresponde a una presión de:

PERFORACION.	RAMA A	RAMA B	RAMA C	RAMA D
1a.	1.18 mts.	1.20 mts.	1.22 mts.	1.18 mts.
2a.	0.84 mts.	0.79 mts.	0.84 mts.	0.66 mts.
3a.	0.72 mts.	0.72 mts.	0.72 mts.	0.52 mts.

PRUEBA NUMERO 2.

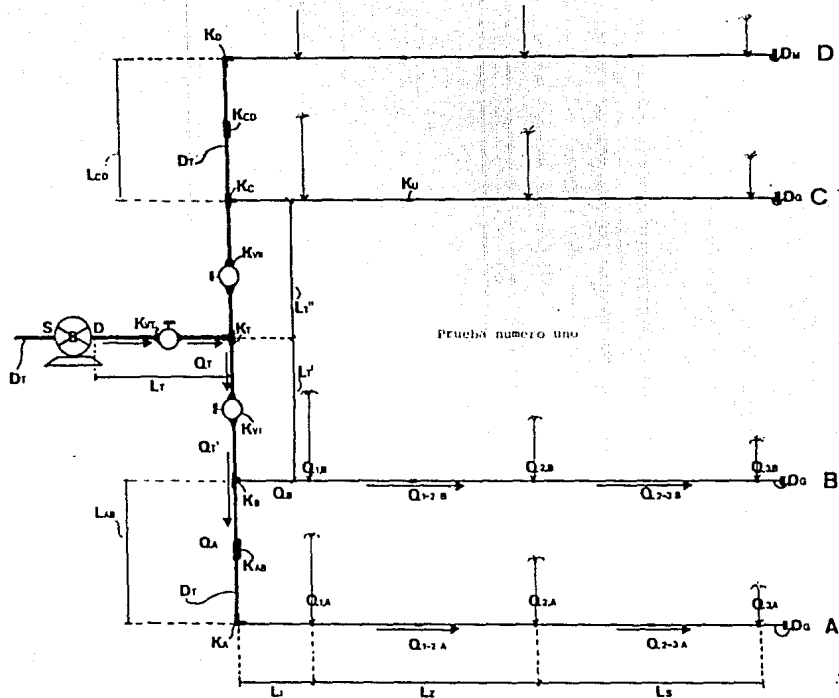
46 cms. en el Tubo U, que corresponde a una presión de:

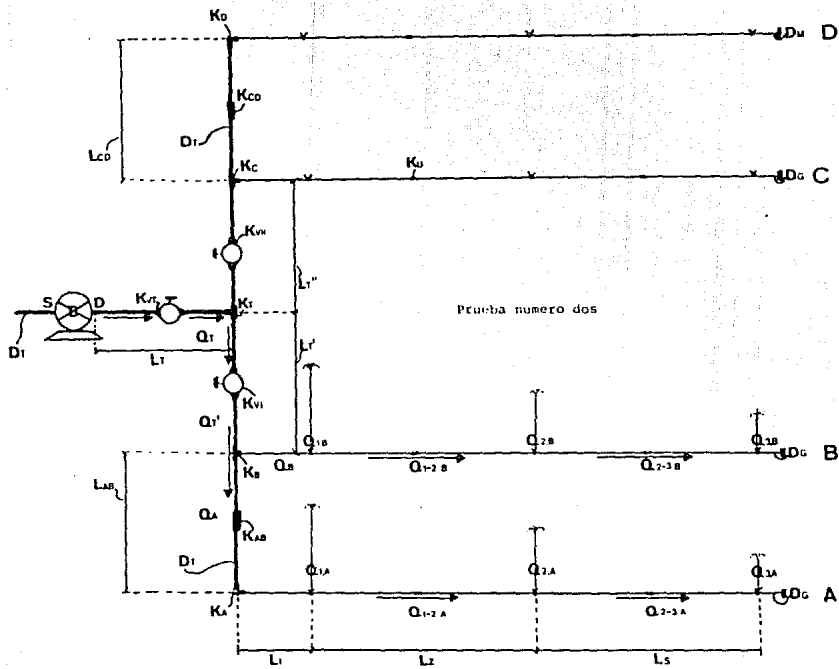
PERFORACION.	RAMA A	RAMA B	RAMA C	RAMA D
1a.	2.07 mts.	2.17 mts.	cerrada	cerrada
2a.	1.85 mts.	1.79 mts.	cerrada	cerrada
3a.	1.63 mts.	1.63 mts.	cerrada	cerrada

PRUEBA NUMERO 3.

45.50 cms. en el Tubo U, que corresponde a una presión de:

PERFORACION.	RAMA A	RAMA B	RAMA C	RAMA D
1a.	cerrada	cerrada	2.27 mts.	2.17 mts.
2a.	cerrada	cerrada	1.91 mts.	1.60 mts.
3a.	cerrada	cerrada	1.65 mts.	1.52 mts.





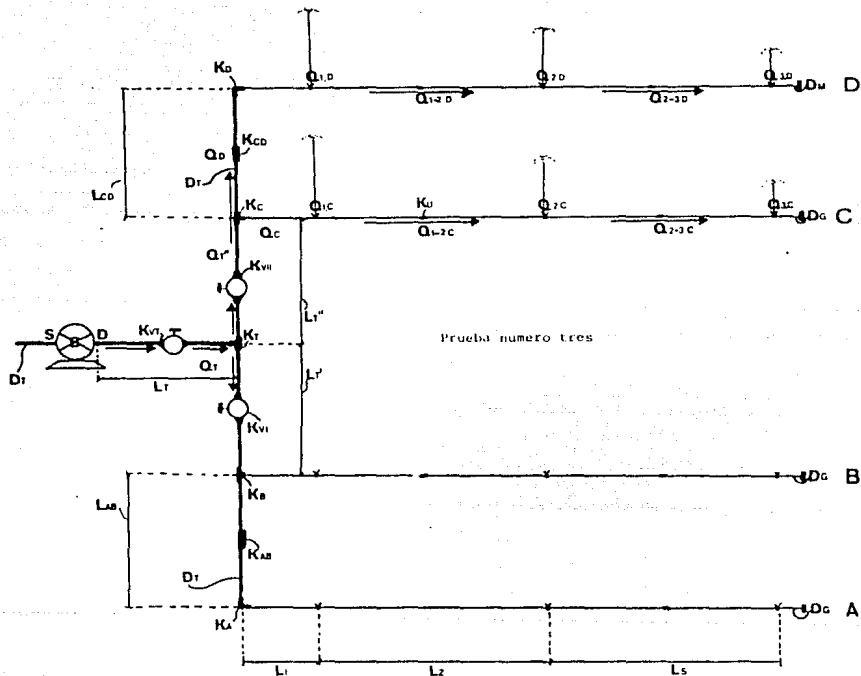


TABLA DE GASTOS.

PRUEBA NUMERO 1.

PERFORACION.	RAMA A Lts/min.	RAMA B Lts/min.	RAMA C Lts/min.	RAMA D Lts/min.
1a.	3.3851	3.4134	3.4420	3.3851
2a.	2.8561	2.7698	2.8560	2.5317
3a.	2.6443	2.6443	2.6443	2.2472

Q total = 34.8192 Lts/min.

PRUEBA NUMERO 2.

PERFORACION.	RAMA A Lts/min.	RAMA B Lts/min.	RAMA C Lts/min.	RAMA D Lts/min.
1a.	4.4835	4.5905	cerrada.	cerrada.
2a.	4.2385	4.1692	cerrada.	cerrada.
3a.	3.9786	3.9786	cerrada.	cerrada.

Q total = 25.3792 Lts/min.

PRUEBA NUMERO 3.

PERFORACION.	RAMA A Lts/min.	RAMA B Lts/min.	RAMA C Lts/min.	RAMA D Lts/min.
1a.	cerrada.	cerrada.	4.6951	4.5905
2a.	cerrada.	cerrada.	4.3068	3.9418
3a.	cerrada.	cerrada.	4.0029	3.8419

Q total = 25.4391 Lts/min.

Ya obtenidos los gastos de las tres pruebas, a continuación se pueden hacer varias observaciones.

En la prueba número 1 se puede comparar con la primer corrida, que fue la solución teórica que se obtuvo, observándose que los gastos totales no difieren mucho, y que varían aproximadamente en un 12 %, error que se puede atribuir a la inexactitud de la medición de las alturas de los chorros, o bien, al error en la medición del diámetro de las perforaciones que en este dato, por milésimas de error de medición, el valor cambia considerablemente.

En las pruebas número 2 y 3 el valor casi no cambia, por tener condiciones semejantes de operación.

CONCLUSIONES.

- 1).- El método de Hardy-Cross, acoplado al de Newton-Raphson para la solución de este tipo de redes hidráulicas, tiene la desventaja de ser un método complicado y elaborado al ser planteado para una red de salidas múltiples, pero por los resultados teóricos obtenidos se puede concluir que es un método útil y que dada la versatilidad de su aplicación es conveniente que el diseñador de sistemas hidráulicos domine este método.
- 2).- Es necesario que el diseñador de sistemas hidráulicos tenga en consideración y acepte que, dentro del cálculo matemático de sistemas hidráulicos, existirá cierto grado de incertidumbre ocasionada por la inexactitud de valores en los parámetros hidráulicos que maneja, por ejemplo, factores de fricción, pérdidas en accesorios, coeficientes de descarga o contracción y que deberá desarrollar un criterio propio para saber identificar los posibles efectos de estas variaciones.
- 3).- La correcta medición u observación de los valores experimentales es de gran importancia, para poder evaluar correctamente las diferencias encontradas con los resultados numéricos.
- 4).- La curva característica de la bomba que se acopla al sistema, deberá ser conocida con anticipación al diseño de éste, pues el punto de operación que sea establecido dependerá fuertemente del tipo de bomba.
- 5).- Se debe tomar en cuenta el error posible en la medición de los valores

experimentales tales como la medición de la altura de los chorros que no puede ser muy exacta, el diámetro de las perforaciones que no en todos los casos pueden ser iguales, que estos estén exactamente perpendiculares con respecto a la horizontal.

6).- Es necesario conocer todas las características de los diferentes tipos de microaspersores, para poder resolver con la mayor exactitud posible las necesidades que nos pida el sistema de irrigación.

7).- Es de suma importancia que el diseñador tenga en cuenta los diferentes tipos de materiales con los que se pueden armar estos sistemas, que se pa escoger la bomba centrífuga necesaria, es decir, que realice una - evaluación de todas las combinaciones posibles, para poder escoger el sistema más económico y funcional posible.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Tyler G. Hicks.
"Bombas, su Selección y Aplicación".
CECSA.
México, 1960.
Pag. 93, 94, 95.

- 2.- Igor J. Karassik y Roy Carter.
"Bombas Centrifugas, Selección, Operación y Mantenimiento".
CECSA.
México, 1966.

- 3.- Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag.
"Fundamentos de Termodinámica".
LIMUSA.
México, 1967.

- 4.- Robert W. Fox y Alan T. McDonald.
"Introducción a la Mecánica de Fluidos".
Interamericana.
México, 1984.

- 5.- Lyle J. Graham.
"IBM/PC Guía del Usuario".
Mc Graw Hill.
U.S.A., 1984.

- 6.- Claudio Mataix.
"Mecânica de Fluidos y Máquinas
Hidráulicas".
HARLA.
Espana, 1970.

- 7.- Frank M. White.
"Mecânica de Fluidos".
Mc Graw Hill.
U.S.A., 1979.

- 8.- Manuel Polo Encinas.
"Turbomáquinas Hidráulicas".
LIMUSA.
México, 1975.