

22
2 ef

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN



CARACTERIZACION DE UNA TURBINA PELTON

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a n

ANDRES LOPEZ MESINO
EDUARDO COVARRUBIAS CHAVEZ
EMILIO JUAREZ MARTINEZ

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx. 1984



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE.

Titulo	Pag.
Introducción.	1
Capítulo I Clasificación de las turbinas Pelton en las turbomáquinas.	4
1.1.- Condiciones y ventajas de la turbina.	5
1.2.- Clasificación de las máquinas hidráulicas.	7
1.3.- Ubicación de la turbina dentro de la clasificación.	11
1.4.- Elementos constitutivos y función que desempeñan.	12
Capítulo II Teoría de las turbinas Pelton.	15
2.1.- Carga neta en la tobera.	16
2.2.- Triángulos de velocidad en el cangilón.	26
2.3.- Carga de Euler.	33
2.4.- Teoría de la similitud.	38
2.5.- Velocidad específica.	46
2.6.- Forma del rodete en función del n_g .	53
2.7.- Cavitación.	70
Capítulo III Mecanismos de regulación y descripción - del banco de pruebas.	74
3.1.- Mecanismos de regulación.	75
3.1.1.- Regulador de péndulo.	76
3.1.2.- Regulador de bomba.	80

3.1.3.- Regulador de magneto.	82
Capítulo IV Pruebas, curvas y su analisis.	89
4.1.- Banco de pruebas.	90
4.2.- Pruebas y curvas.	95
4.3.- Analisis de gráficas.	132
Conclusiones.	136
Apendice I	138

Nomenclatura.

P	Presión.
V	Velocidad.
Z	Cota geodésica.
P/ρ	Energía de presión.
$V^2/2g$	Energía de velocidad.
Q	Gasto volumétrico o caudal.
H_t	Carga total.
H	Carga aprovechable.
h	Carga estática.
P_h	Potencia hidráulica.
P_m	Potencia mecánica.
n	Revoluciones por minuto.
D	Diámetro medio del rodete.
d	Diámetro de la boquilla de la tobera.
η	Rendimiento total de la máquina.
g	Aceleración normal de la tierra.
K	Cte. de pérdidas secundarias.
f	Cte. de pérdidas primarias.
K_{ch}	Cte. de pérdidas en la tobera.
D_2 op	Diámetro óptimo de la boquilla de tobera
v_1	Velocidad relativa de entrada.
v_2	Velocidad relativa de salida.
C	Velocidad del chorro de agua.
t	Tiempo en seg.
a	Aceleración.
γ	Peso específico de la sustancia de trabajo.
μ	Viscosidad dinámica.
ν	viscosidad cinemática.
A	Area normal al flujo

U	Velocidad periférica del rotor.
W	Velocidad angular.
T	Par.
F _t	Fuerza total.
F _u	Fuerza en la dirección de U.
φ	Relación de velocidades.
C _v	Coefficiente de velocidad de la tobera.
C _{vp}	Caballo vapor.
n _s	Velocidad específica de revoluciones.
F	Fuerza de origen viscoso.
F _g	" " gravitatorio.
F _p	Fuerzas de presión.
F _i	Fuerzas de inercia.
Z	Número de cangilones.
th	Paso máximo entre cangilones.

INTRODUCCION.

Este trabajo es la recopilación de toda una serie de conocimientos tanto teórico como práctico, los cuales se han enfocado para poder normar un criterio en el desarrollo de la turbina Pelton.

Desde la más remota antigüedad, el hombre se ha preocupado en aprovechar los recursos naturales que lo rodean en su propio beneficio, esto le ha permitido llegar al estado actual de desarrollo.

Uno de los principales recursos que siempre lo ha rodeado es el agua, obteniendo de éste, trabajo mecánico, al transformar su energía, por medio de turbinas hidráulicas.

La palabra turbina, viene del latín turbo-inem, que significa rotación o giro de cualquier cosa.

Las primeras máquinas usadas fueron las rueda hidráulicas tangenciales. Estas aparecen en Alejandria y Egipto, en los principios de la era cristiana. Los romanos convirtieron la rueda hidráulica en una fuente de fuerza mecánica en usos como el de los molinos. La historia recoge el nombre de Vitruvius como el ingeniero que llevó a cabo tal modificación.

La turbina Pelton debe su nombre a Lester Allan Pelton - (1829 - 1908), quien concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechará la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diversas formas de álabes (cangilones), hasta alcanzar una patente de la turbina en 1880, desde cuya fecha a tenido gran desarrollo y aplicación.

En la turbina actual la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al

final de una tubería de presión. La tobera esta provista de - una válvula de aguja para regular el caudal, constituyendo el conjunto, el órgano de alimentación y regulación de la turbina.

Encuentra justa aplicación la turbina Pelton en aquellos aprovechamientos hidráulicos donde la carga es mas importante con respecto del caudal. En caídas mayores de 350 mts., el empleo de turbinas Pelton es ineludible.

La turbina tipo Pelton es adecuada, ademas para impulso de excitadores y generadores auxiliares de corta potencia en - plantas cuyas turbinas principales son de tipo Francis.

CAPITULO I

CLASIFICACION DE LAS TURBINAS PELTON EN LAS TURBOMAQUINAS.

1.1.- Condiciones y ventajas de la turbina.

Una turbomáquina es una máquina rotativa provista de álabes (o cangilones), los cuales transforman la energía del fluido a rotor o de rotor al fluido, los primeros serán motrices y los segundos generatrices.

Dentro de las motrices se encuentran las llamadas turbinas hidráulicas como son: Las Francis, Kaplan y Pelton, que son las de más rendimiento.

La característica principal de estas turbomáquinas es la de aprovechar la energía de movimiento de un fluido y transformarlo en energía mecánica, principalmente para producir energía eléctrica.

Las condiciones necesarias que deben reunir estas máquinas hidráulicas para un aprovechamiento óptimo son:

- a) Deben permitir el aprovechamiento de cualquier salto, cualesquiera que sea la altura y el caudal disponible.
- b) El aprovechamiento a de efectuarse con rendimiento elevado, aunque sean variables las condiciones del salto (nivel y caudal), para que la instalación sea rentable en todos los casos.
- c) El eje podrá disponerse horizontal o verticalmente según lo exija el acoplamiento a las transmisiones o a los alternadores.
- d) La velocidad angular debe ser lo más alta posible para conseguir de este modo transmisiones mucho más ligeras o incluso conectarse directamente al generador.
- e) Debe poderse regular bien, a fin de que sean tan adecuadas como las máquinas de vapor para servicios de centrales eléctricas y otros usos.

f) Todos los órganos importantes, especialmente los que sirven para la regulación y para apoyo de los ejes - deben ser de fácil acceso.

Y sus ventajas son:

- 1.- Las partes sujetas a desgaste o corrosión por el agua y arenas o gases disueltos, son fácilmente cambiables.
- 2.- En operación normal no hay empuje axial.
- 3.- La carcasa dentro de la cual se encuentra la turbina es muy simple y a veces es sólo un carcamo.
- 4.- La eficiencia con carga parcial es más alta que en el tipo Francis.
- 5.- El deflector usado para atenuar el ariete es mas sencillo y menos costoso que la válvula de alivio que acompaña al tipo Francis en presiones medias y altas.

1.2.- Clasificación de las máquinas hidráulicas.

Para hacer una clasificación existen varios criterios - los cuales se basan de hecho en los siguientes conceptos:

- a) Tomando como base la naturaleza de la energía en transformación.
- b) Con referencia al número de revoluciones por minuto - desarrolladas en determinadas circunstancias y condiciones de funcionamiento.
- c) Según la trayectoria del líquido que atraviesa el distribuidor y el rodete.
- d) Según la disposición de la instalación.
- e) Según el funcionamiento y las características constructivas.

Una clasificación del primer tipo de máquinas motrices - podría ser.

- 1.- Las que transformen la energía de posición en energía mecánica, ejemplo; la rueda hidráulica.
- 2.- Las que transforman la energía cinética en energía mecánica, ejemplo; las ruedas de inyección.

Como se puede observar se distinguen dos clases de motores hidráulicos; las ruedas hidráulicas y las turbinas.

En las ruedas hidráulicas obra el agua principalmente - por su propio peso llenando los espacios entre paletas, cuando éstas, en el sentido de giro de la rueda, se mueve hacia abajo.

El diámetro de la rueda crece con la altura del salto - 'H' y el tamaño de los cangilones con el caudal 'Q' de tal forma que aún para potencias relativamente pequeñas resultan ruedas de gran tamaño.

Todas las ruedas hidráulicas trabajan con escaso número de revoluciones ($n = 4$ a 8 r.p.m.). El rendimiento no alcanza más allá del 75% y por su poca velocidad requieren elevada multiplicación por engranaje, la cual hace descender el rendimiento.

Las ruedas hidráulicas fueron utilizadas anteriormente para manejar maquinaria lenta. Pero como éstas no son suficientemente eficaces para la generación de energía éstas han llegado a ser absoletas, además debido a su baja velocidad estas no son tan eficientes como para manejar maquinaria moderna y especialmente para el manejo de dínamos.

En las turbinas, por el contrario el agua sale de los cangilones con una dirección y velocidad determinadas y en los cangilones del rodete varia ésta velocidad en magnitud y dirección utilizando la fuerza del agua.

El diámetro del rodete disminuye al aumentar la velocidad del agua y se consiguen hasta con grandes caudales de agua, dimensiones bastante reducidas para las turbinas.

Como rendimiento de la turbina, hoy puede tomarse el 90% siendo tal el número de revoluciones que las transmisiones a los generadores pueden acoplarse directamente.

Hay dos tipos principales de turbinas.

- a) Impulsión.
- b) Reacción.

Estos apelativos preceden de que las primitivas y rudimentarias máquinas, la potencia se obtenía bien del impulso comunicado por el agua al dar contra unas paletas giratorias o bien de la reacción producida al salir de ellas. Sin embargo el significado de éstos términos se ha ido modificando con

el uso.

Actualmente se llama turbina de impulsión a aquellas en que la energía de presión o potencial del agua se convierte - en energía cinética antes de que estas incida sobre una limitada porción periférica de un elemento rotativo, sin que haya un cambio posterior de presión.

En la turbina de reacción la conversión inicial presión-velocidad se realiza sólo parcialmente, de forma que el agua entra en el elemento rotativo y por toda la perifería y el - flujo pasa por todos los espacios libres.

Clasificación de las turbinas.

-Atendiendo a la dirección con que entra el agua en el - rodete:

- a) Turbinas axiales - En las que el agua entra en el rodete en la dirección del eje.
- b) Turbinas radiales - Con entrada del agua en sentido - radial pudiendo no obstante efectuarse en cualquier - dirección.
- c) Turbinas tangenciales - Con acción del agua en dire--cción de la tangente.

-Con respecto al modo de obrar el agua, pueden clasifi--carse en:

- a) Turbinas de sobrepresión - Denominadas también de re--acción.
- b) Turbinas de chorro - Llamadas de acción simple o di--rectas.

-Las turbinas de acción según la disposición de los can--gilonos pueden agruparse en:

- a) Turbinas de admisión total es decir penetrando el -

agua en todo su contorno.

- b) Turbinas de admisión parcial, o sea entrando el agua por una parte de su contorno.

Por lo tanto las turbinas tangenciales (Pelton) pueden - solamente construirse, como turbinas de acción y admisión parcial.

-Según el orden de invención, las turbinas de acción son conocidas universalmente los siguientes tipos.

- a) Turbina Girard (Fontaine) - Turbinas axiales a plena admisión o parcial.
- b) Turbina Schwamkrug - Parcial, radial, interior.
- c) Turbina Pelton - Parcial, tangencial, exterior.

-Según su posición del árbol motor se dividen en:

- a) Turbinas de eje vertical.
- b) Turbinas de eje horizontal.

1.3.- Ubicación de la turbina dentro de la clasificación.

En las turbinas Pelton, según ya se dijo, el distribuidor transforma toda la energía de presión en energía cinética y, por lo tanto la velocidad del chorro de agua es la que corresponde a toda la caída.

Las turbinas que operan bajo éste principio son llamadas turbinas de impulso y pueden estar provistas de una o varias toberas.

Las turbinas de impulso se pueden considerar como ruedas tangenciales, según la clasificación que se hace al tratar - la dirección del flujo.

Por todo lo visto anteriormente se deduce que la turbina Pelton cae dentro de las turbinas de acción simple, tangencial y de admisión parcial.

La turbina Pelton es de acción, puesto que la cantidad - de movimiento que transmite la tobera se transfiere íntegramente a la turbina.

Es tangencial porque el fluido choca perpendicularmente con el cangilón.

Y de admisión parcial porque el fluido baña la parte anterior del cangilón.

1.4.- Elementos constitutivos y función que desempeñan.

En la figura 1.4.1, representa una turbina Pelton construida por la casa Alsthom Charmilles. La instalación típica de turbinas Pelton consta de los siguientes elementos.

- 1.- Codo de entrada.
- 2.- Inyector. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. La velocidad del chorro a la salida del inyector. Consta de tobera y válvula de -
aguja.
- 3.- Tobera. Conducto por el que se aumenta la energía, -
cinética del fluido.
- 4.- Válvula de aguja. Se desplaza longitudinalmente. Tanto la boquilla como la aguja del inyector suelen, -
construirse de acero muy duro. A pesar de esto si el agua contiene arena al cabo de 4000 horas de servicio o estas piezas ya no producen un cierre estanco y -
deben reemplazarse.
- 5.- Servomotor. Desplaza mediante presión de aceite la -
aguja del inyector, como se verá en el capítulo de -
regulación.
- 6.- Regulador. Las turbinas Pelton normalmente tienen do
ble regulación; La del inyector y la del deflector. Si, por ejemplo, la carga disminuye bruscamente la -
pantalla deflectora debe bajar instantaneamente para que no se embale la turbina, mientras que la válvula de aguja debe cerrar lentamente el inyector para -
que no se produzca el golpe de ariete. Ambos movimi
entos además han de estar coordinados.
- 7.- Mando deflector.

- 8.- Deflector o pantalla deflectora. Sirve para evitar el golpe de ariste y el embalamiento de la turbina.
- 9.- Chorro.
- 10.- Rodete. Se le denomina tambien rueda motriz. Es el órgano giratorio en el cual se hace la transmisión de energía del agua a la turbina. Apartir del momento ejercido sobre el rodete y de la velocidad angular transmite a la flecha acoplada a él una potencia proporcional a las dos primeras cantidades.
- 11.- Alabes o cangilones. Permite mayor tiempo del chorro sobre el cangilón, tambien un buen ángulo de ataque del chorro, encontrando sobre el borde cortante llamado arista. Por lo tanto permite la descarga en una sola dirección.
- 12.- Freno de la turbina, por chorro de agua. El pequeño chorro, en este caso actúa sobre el dorso de los cangilones y frena el rodete.
- 13.- Blindaje. Proteje la infraestructura contra el efecto destructor del chorro desviado. A veces se utilizan con el mismo fin bloques de granito.
- 14.- Destructor de energía. Evita también las erosiones en la infraestructura.

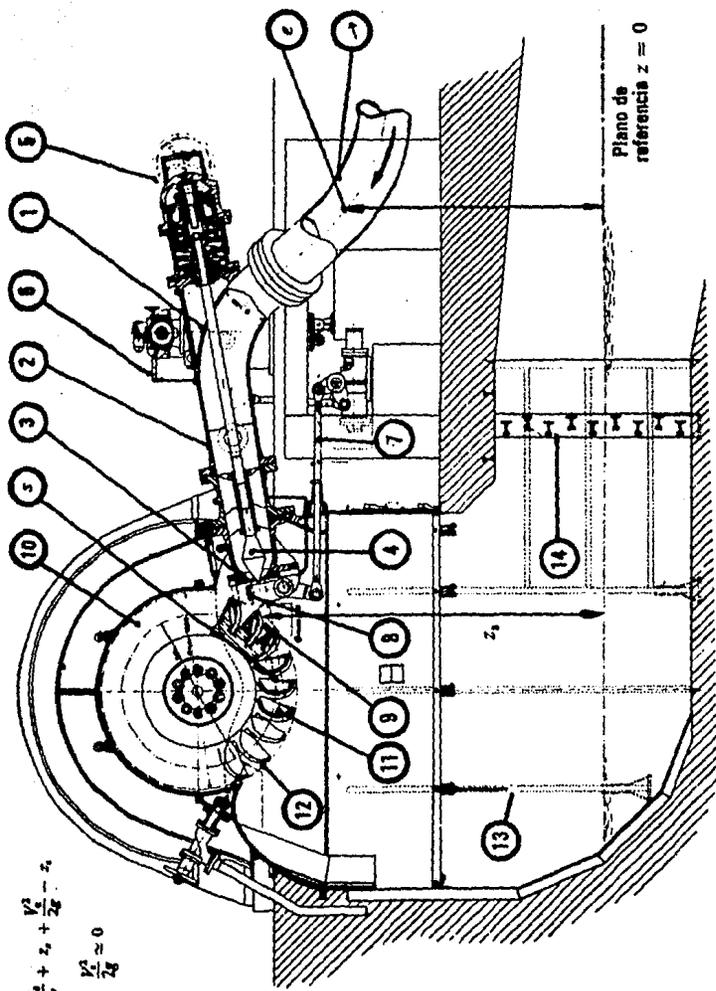


figura 1.4.1

Elementos constitutivos de la turbina Pelton

CAPITULO II
TEORIA DE LAS TURBINAS PELTON

2 .1.- Carga neta en boquilla.

Sea un depósito como el de la figura 1 que contiene un líquido y , en la parte inferior, un orificio .

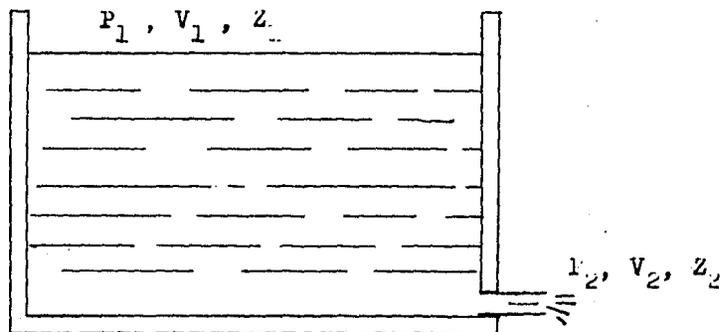


Figura 1

Aplicando entre los puntos No.1 y No.2 la ecuación de Bernoulli :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Consideraciones : El área de la superficie libre es suficientemente grande para considerar la velocidad del fluido, es decir, $V_1 = 0$. Porque en el punto No.1 y No.2 reina la presión atmosférica o barométrica, las presiones se anulan.

En el punto No.1 la energía de posición es $Z_1 = H$ por tal razón se obtendrá :

$$H = \frac{V_2^2}{2g}$$

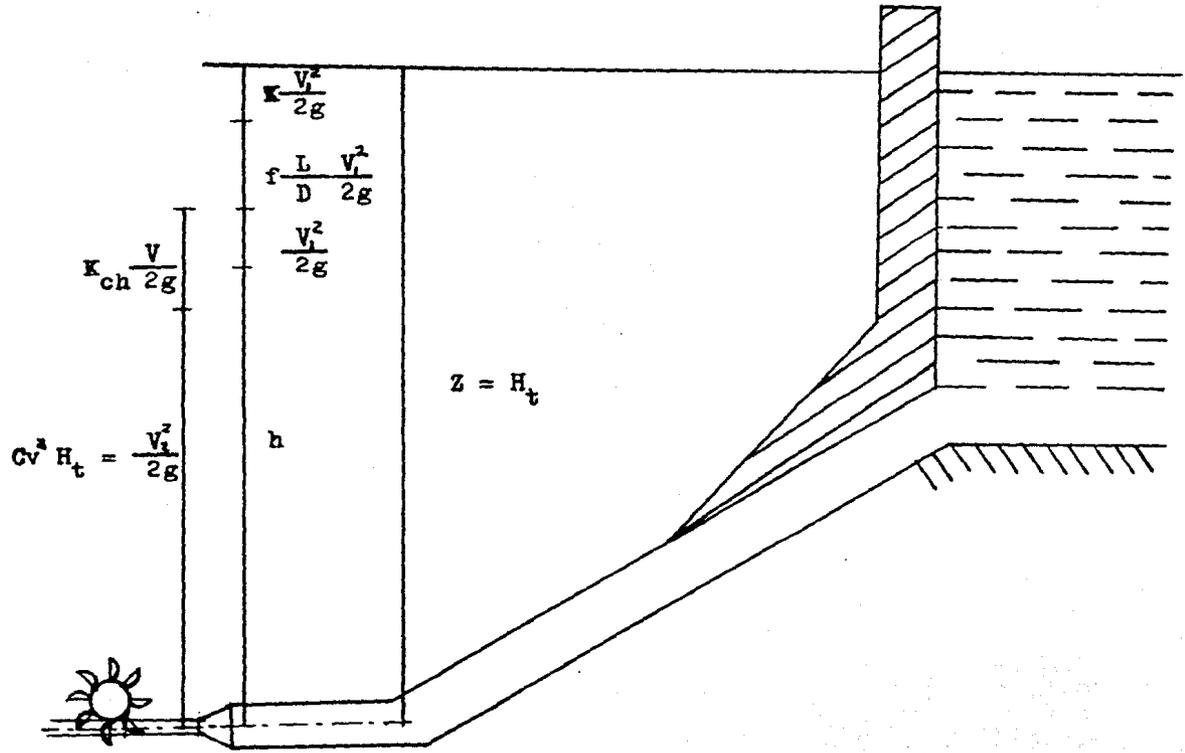


Fig. 2

en esta expresión se despreciarán las pérdidas como las ocasionadas por la aceleración de una partícula, fenómenos viscosos y cambios de forma etc.

Por lo tanto se puede concluir que una tubería con una tobera en su extremidad, convierte la energía de la instalación, en energía cinética $V^2/2g$, siendo, V , la velocidad del agua a la salida de la tobera. Este dispositivo - viene siendo el primer órgano de una Turbina Pelton.

La realidad es que el fluido tiene pérdidas de energía que se muestran en la fig. 2, éstas disminuyen a la energía disponible en la boquilla.

La expresión que caracteriza dicho comportamiento es:

$$H = H_t - \left(K \frac{v^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + K_{ch} \frac{v^2}{2g} \right)$$

donde:

$$K \frac{v^2}{2g} \quad \text{Pérdidas secundarias o de forma.}$$

$$f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Pérdidas primarias o de fricción.}$$

$$K_{ch} \frac{v^2}{2g} \quad \text{Pérdidas en la tobera.}$$

Dedución de la velocidad a la salida de la tobera en función del diámetro de la tubería, la carga (H_t) y el coeficiente de velocidad para la tobera (K_{ch}),

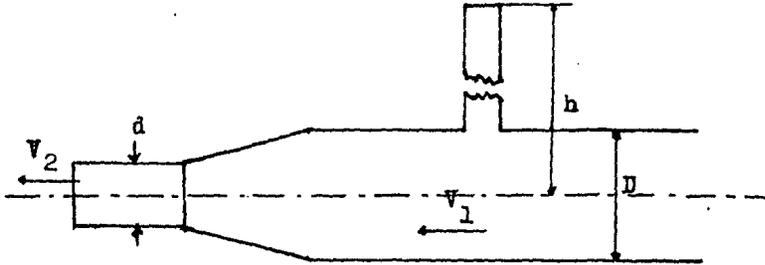


Figura 3

De la fig. 3, se observa que la energía a la salida de la tobera será:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + h ,$$

donde:

h Carga estática.

$\frac{v_1^2}{2g}$ Carga dinámica.

por lo tanto

$$v_2 = ((2gh) + v_1^2)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(1)$$

Será la velocidad teórica, si no hubiese pérdidas, en la realidad si las hay ; lo que procede es ajustar el modelo mediante un coeficiente que se obtiene empíricamente quedando el modelo:

$$V_2 = C_v \left((2gh) + V_1^2 \right)^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (1')$$

en donde

C_v Coeficiente de velocidad en la tobera ^{1*}

El principio de continuidad establece:

$$V_1 = V_2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

sustituyendo este valor, V_1 , en la ecuación (1') se obtendrá:

$$V_2 = \left(\frac{2gh C_v^2}{1 - C_v^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4} \right)^{\frac{1}{2}}$$

A partir de lo obtenido se puede intentar calcular las pérdidas de energía ocasionadas por la tobera. De la fig.-- 3, se sabe:

$$h + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{V_2^2}{2g} + k_{ch} \frac{V_2^2}{2g},$$

de tal manera que las pérdidas de energía en la tobera serán

$$K_{ch} \frac{V_2^2}{2g} = h + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g}$$

como se sabe $V_2 = C_v (2gh + V_1^2)^{\frac{1}{2}}$, sustituyendo el valor de V_1 en la ecuación anterior dará:

$$K_{ch} = \frac{1}{C_v^2} - 1 \dots\dots\dots (1'')$$

Quedando caracterizada la constante de pérdidas en el sistema de tobera en función de C_v .

El modelo que caracteriza todas las pérdidas en el sistema de inyección será:

$$H_t - \frac{V_2^2}{2g} = K \frac{V_1^2}{2g} + f \frac{L V_1^2}{D_1 2g} + \left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right) \frac{V_2^2}{2g}$$

puesto que $V_2 = V_1 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$, sustituyendo éste valor en la ecuación anterior y reduciéndola dará:

$$H_t = \frac{V_1^2}{2g} \left(K + f \frac{L}{D_1} + \frac{1}{C_v^2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 \right)$$

despejando a V_1 :

$$V_1 = \left(\frac{2g H_t}{f \frac{L}{D_1} + K + \frac{1}{C_v^2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots (2)$$

Suponiendo que las pérdidas de forma o de cambio de --

dirección son nulas $K = 0$, esto es:

$$V_1 = \left(\frac{2g H_t}{f \frac{L}{D_1} + \frac{1}{C_v^2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4} \right)^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (2)$$

Siendo posible calcular la velocidad en la tubería, y, apoyandonos en el principio de continuidad; la velocidad -- a la salida de la tobera será:

$$V_2 = \left(\frac{2g H_t}{f \frac{L}{D_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{C_v^2}} \right)^{\frac{1}{2}} \dots \dots \dots (3)$$

Diámetro óptimo en función de la potencia. La potencia hidráulica entregada por la vena de agua es:

$$P_h = \gamma Q \frac{V_2^2}{2g},$$

donde:

$$\frac{V_2^2}{2g} \quad \text{Carga aprovechable.}$$

V_2 Velocidad del chorro de agua.

Q Gasto ($V_2 A_2$)

Sustituyendo en la ecuación de potencia, el valor de - $Q = (\pi D_2^2 / 4) (V_2)$, se obtendrá

$$P_h = \frac{\pi D_2^2}{8g} v_2^3$$

sustituyendo el valor de v_2 , ya encontrado, en la ecuación de potencia;

$$P_h = \frac{\pi D_2^2}{8g} \left(\frac{2g H_t}{f \frac{L}{D_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{C_v^2}} \right)^{3/2}$$

Observando esta ecuación, se determina que para una mayor potencia es necesario aumentar el caudal y por ende la velocidad. Pues los dos parámetros están en función del diámetro " D_1 "; derivando e igualando a cero se encontrará el diámetro óptimo para una potencia máxima.

$$D_{2 \text{ op}} = \left(\frac{D_1^5}{2 C_v^2 f L} \right)^{\dagger}$$

Siendo esta relación la que determina el valor del diámetro óptimo de la boquilla perteneciente a la tobera, quedando en función de: D_1 , C_v , f y L .

Suponiendo que el coeficiente de velocidad de la tobera sea de 0.97 para obtener una potencia máxima con el diámetro de la tobera más ventajoso, se requerirá tener una velocidad de salida aproximadamente de un 80 % de la que se obtendría teóricamente con la carga disponible " H ".

Se sabe que:

$$D_{2 \text{ op}} = \left(\frac{D_1^5}{2 C_v^2 f L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$V_2 = \left(\frac{2g H_t}{f \frac{L}{D_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 + \frac{1}{C_v^2}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

sustituyendo el valor de $D_{2 \text{ op}}$, en la ecuación de V_2 ,
y desarrollando,

$$V_2 = 0.816 C_v (2g H_t)^{\frac{1}{2}}$$

si $C_v = 0.97$, entonces:

$$V_2 = 0.791 (2g H_t)^{\frac{1}{2}}$$

elevando al cuadrado ambos miembros y despejando "H" será

$$\frac{V_2^2}{2g} = 0.64 H_t .$$

Esto quiere decir que la carga en la boquilla, que se entrega en forma de velocidad, será un 64 % de la disponible. Un 36 % de la carga disponible se pierde por fricción, en la tubería y en la tobera.

Conocidas las condiciones anteriores se puede definir - incluso $D_{2 \text{ op}}$, en función del gasto a trabajar:

$$D_{2 \text{ op}} = \left(\frac{12 Q^2}{\pi^2 C_v^2 g H_t} \right)^{\frac{1}{4}} .$$

expresión que define al $D_2 \text{ op}$, en función de Q , C_v y H_t

Una consecuencia del desarrollo será que el diámetro D_1 de la tubería:

$$D_2 \text{ op} = \left(\frac{D_1^5}{2f L C_v^2} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$= \left(\frac{12 Q^2}{\pi^2 C_v^2 g H_t} \right)^{\frac{1}{4}}$$

donde:

$$D_1 = \left(\frac{24 Q^2 f L}{g H_t \pi^2} \right)^{1/5}$$

Observaciones: con grandes caudales (Q) y empleando una sola boquilla, resultan cangilones muy grandes y pesados. También se presenta el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un sólo punto del rodete, representando un desequilibrio dinámico.

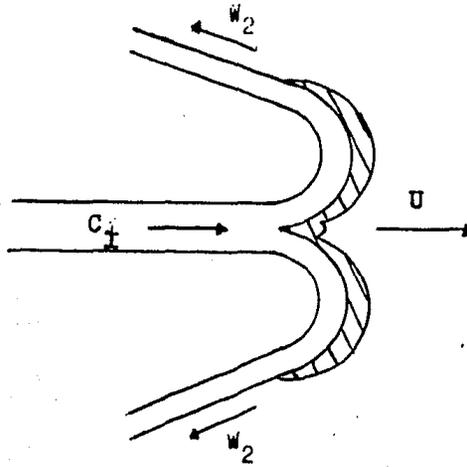
Lo que se recomienda en grandes potencias a desarrollar:

La colocación de dos o más toberas defasadas 90 resultando, que los álabes soportaran la mitad del esfuerzo, situación que permitirá disminuir sus dimensiones.

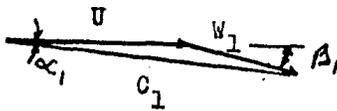
Triángulos de velocidad en el cangilón.

El cambio de energía que el fluido trae consigo, en una Turbina Pelton, se realiza justamente en los cangilones; la fuerza ejercida en ellos dependerá, de la velocidad, el gasto y las direcciones de entrada y salida del fluido dentro de los cangilones.

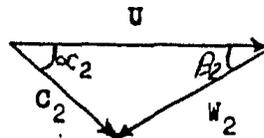
Haciendo un análisis del fluido dentro de los cangilones, o sea, desde que entra y sale del cangilón.



Los triángulos de velocidad en el cangilón serán:



Entrada



Salida

La fuerza mecánica neta que actúa es:

$$F = \frac{\gamma}{g} Q (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2)$$

condicionando la situación, esto es:

$$C_1 = C_2 \quad ; \alpha_1 = 0^\circ \quad ; \alpha_2 = 180^\circ$$

La fuerza neta será:

$$F = 2 \rho Q C_1$$

La fuerza obtenida en el cangilón es máxima cuando $U = 0$ y $\alpha_1 = 180^\circ$, esto sucede cuando la turbina está — esta frenada totalmente. La fuerza valdrá cero cuando el cangilón tenga la misma velocidad que el chorro de agua, $C_1 = U$. El modelo matemático tomará la forma:

$$F_t = \gamma (Q/g) (C_1 - U)$$

donde, $F_t = 0$, sí, $C_1 = U$,

$$P_h = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 U - U^2)$$

derivando la potencia hidráulica respecto de U :

$$\frac{dP_h}{dU} = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 - 2U)$$

Aplicando el criterio de la segunda derivada, se observa, que es un máximo.

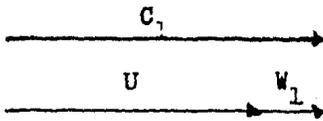
$$\frac{d P_h^2}{d^2 U} = - \frac{2 U \delta^4}{g},$$

por lo tanto

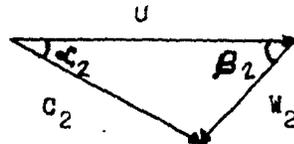
$$\frac{d P_h}{d U} = 0 = \delta \frac{Q}{g} (C_1 - 2 U)$$

$$U = \frac{1}{2} C_1 ,$$

Relación que establece cuando la potencia es máxima. Por otro lado se sabe que $\alpha_1 \neq 0$ y que $\beta_2 \neq 180^\circ$ y su poniendo que la magnitud de $C_1 = C_2$; un análisis a través de las velocidades que realmente están variando, en este caso las velocidades relativas, y considerando el flujo en el vertice del cangilón.



Entrada



Salida

La fuerza ejercida dentro del cangilón ocasionada por el cambio de dirección de las velocidades relativas es; — haciendo un análisis de la variación de energía:

$$\frac{W_1^2}{2g} = \frac{W_2^2}{2g} + K \frac{W_2^2}{2g} \dots\dots\dots (1)$$

donde

$$K \frac{W_2^2}{2g} \quad \text{Pérdidas en la trayectoria}$$

definiendo a W_2 en función de W_1 ,

$$\bar{W}_1 = \bar{C}_1 - \bar{U} ,$$

desarrollando la ecuación (1)

$$W_1^2 = W_2^2 (1 + K) ,$$

donde

$$W_2 = \frac{W_1}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \dots\dots\dots (1)$$

Normalmente los constructores de turbinas obtienen valores experimentales de;

$$W_2 = 0.7 W_1 \quad \text{a} \quad 0.85 W_1$$

por lo tanto se define a K

$$K = \left(\frac{W_1}{W_2} \right)^2 - 1$$

Por otro lado se sabe por la misma figura del triángulo de salida:

$$\bar{C}_2 \cos \alpha_2 = \bar{U} + \bar{W}_2 \cos \beta_2 \dots \dots \dots (2)$$

sustituyendo la ecuación (1') en la ecuación (2) se tiene:

$$C_2 \cos \alpha_2 = U + \frac{W_1 \cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \dots \dots (2')$$

y como;

$$\bar{W}_1 = \bar{C}_1 - \bar{U}$$

sustituyendo este valor en la ecuación (2')

$$\bar{C}_2 \cos \alpha_2 = \bar{U} + (\bar{C}_1 - \bar{U}) \frac{\cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \dots \dots (3)$$

la variación absoluta de las velocidades será:

$$\Delta \bar{C} = \bar{C}_1 - \bar{C}_2 \cos \alpha_2 \dots \dots \dots (4)$$

sustituyendo la ecuación (3), en la ecuación (4)

$$\Delta \bar{C} = \bar{C}_1 - \bar{U} - (\bar{C}_1 - \bar{U}) \frac{\cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}}$$

factorizando

$$\Delta \bar{C} = (\bar{C}_1 - \bar{U}) \left(1 - \frac{\cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \right)$$

Expresión que define la variación de la velocidad desde la entrada a la salida en función de todos los datos conocidos.

Por lo tanto la fuerza neta en el canchilón será:

$$\bar{F}_u = \frac{\gamma'}{g} Q \Delta \bar{C}$$

sustituyendo en la expresión anterior el valor de $\Delta \bar{C}$:

$$F_u = \frac{\gamma'}{g} Q (C_1 - U) \left(1 - \frac{\cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \right)$$

Esta expresión podemos referirla a datos más generales, esto es, patiendo de una cte. que se definirá:

$$\frac{U}{C_1} = \phi$$

donde

$$U = \phi C_1$$

por lo tanto:

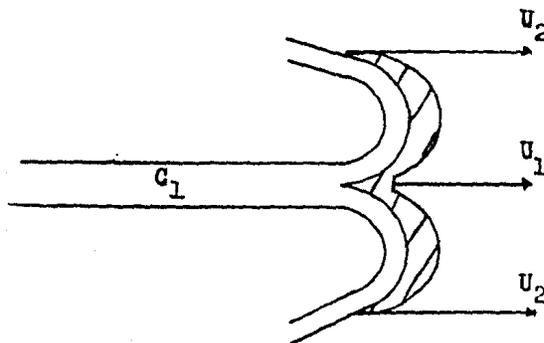
$$F_u = \frac{\gamma'}{g} A \left(1 - \frac{\cos \beta_2}{(1 + K)^{\frac{1}{2}}} \right) (1 - \phi) C_1^2$$

2.3.- Carga de Euler.

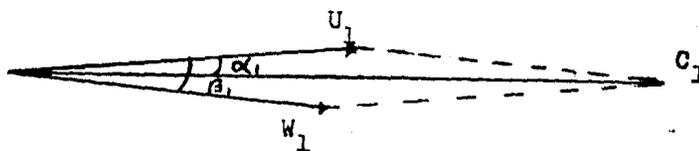
La potencia entregada por la tobera, en el caso ideal:

$$P_h = \rho Q H_t,$$

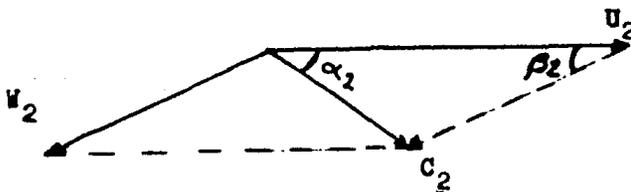
analizando el efecto del chorro en el cangilón se observa



En este tipo de cangilón, el fluido no es detenido, - sino por el contrario sólo es desviado. Siendo los triángulos de velocidad a la entrada y salida de la siguiente forma:



Entrada.



Salida

De los triángulos anteriores se observa que el cangilón, las velocidades $U_1 = U_2$.

Dado que el recorrido dentro del cangilón por el fluido es totalmente liso, no hay pérdidas por fricción; en consecuencia se puede suponer que $W_1 = W_2$, en magnitud. Esto conduce a analizar el efecto que ocasionan las componentes de C_1 y C_2 ya que "U" esta completamente definida.

De la ecuación de flujo másico:

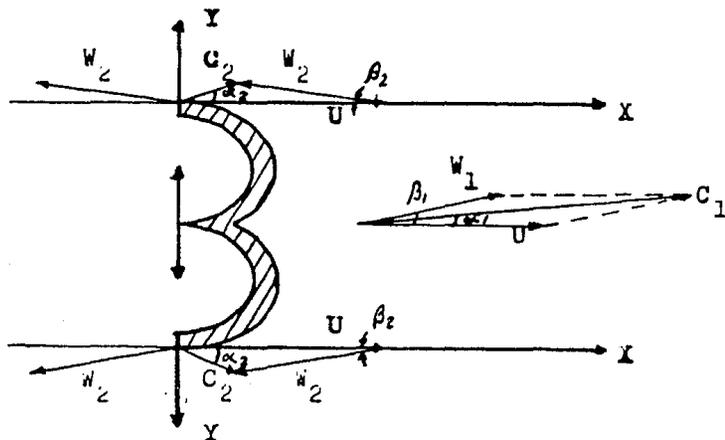
$$Q = \frac{m}{t},$$

Se sabe que una fuerza está presente cuando existe un aceleramiento, también cuando una velocidad cambia de dirección, no en magnitud, esto conducirá a:

$$F = \rho Q (C_1 - C_2)$$

El análisis en un corte seccional del cangilón revelará los efectos de las componentes de C_1 y C_2 , por

ende, en las turbinas.



donde

$$C_1 = C_1 \operatorname{sen} \alpha_1 + C_1 \operatorname{cos} \alpha_1$$

$$C_2 = C_2 \operatorname{sen} \alpha_2 + C_2 \operatorname{cos} \alpha_2$$

Observando la forma de la cuchara, es simétrica. Los efectos que ocasionan;

$$C_1 \operatorname{sen} \alpha_1 \quad \text{y} \quad C_2 \operatorname{sen} \alpha_2 ,$$

se encuentran en equilibrio, esto indica que no habrá efectos en el eje del tipo axial.

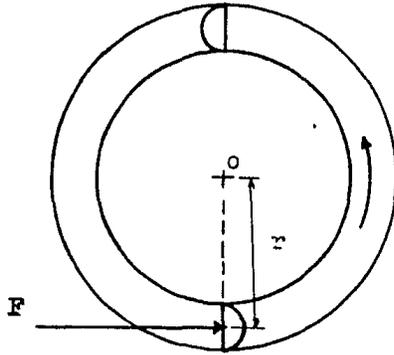
Las componentes horizontales:

$$C_1 \operatorname{cos} \alpha_1 \quad \text{y} \quad C_2 \operatorname{cos} \alpha_2$$

se suman. En consecuencia la expresión que caracteriza a la fuerza en el cangilón será:

$$F = \rho Q (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2)$$

Esta fuerza por su aplicación, es tangencial



y el momento producido por ésta será:

$$M_o = F r$$

pero

$$F r = \rho Q r (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2) ,$$

Así mismo la potencia mecánica se define:

$$P_m = M_o \omega$$

donde, ω , es la velocidad angular en r.p.m., y, P_m la potencia mecánica obtenida en eje de la turbina.

$$P_m = \rho Q w r (C_1 \cos\alpha_1 - v_2 \cos\alpha_2)$$

Si consideramos que no hay pérdidas: mecánicas ni hidráulicas (caso ideal), la potencia hidráulica suministrada por la tobera es igual a la potencia mecánica obtenida en la flecha de la turbina, esto es:

$$P_h = P_m$$

quiere decir que;

$$\rho Q H_t U = \rho Q U (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2)$$

despejando H_t se tendrá:

$$H_t = \frac{ (C_1 \cos\alpha_1 - C_2 \cos\alpha_2) U }{g}$$

Esta expresión recibe el nombre de ecuación de Euler principio en el cual se basan todas las turbomáquinas.

La demostración anterior; analizando, el comportamiento que tiene el fluido dentro de los cangilones de la Turbina Pelton. Conduce al principio de Euler; lo que viene a reafirmar que la Turbina Pelton es una turbomáquina.

2.4.- Teoría de la similitud.

En las máquinas hidráulicas hay muchos problemas que no se pueden resolver por medios matemáticos y tienen que atacarse por medios experimentales. Si estos experimentos se hicieran con máquinas del tamaño real, alcanzarían un costo muy elevado; para llevar a cabo un plan económico, se hace necesario el uso de modelos reducidos de las máquinas prototipo. Por otro lado los métodos de control y medición en las pruebas de laboratorio son mucho más exactas -- que los métodos utilizados en una instalación.

A la máquina industrial, en dimensiones reales, la llamaremos prototipo y a la máquina de dimensiones reducidas la llamaremos simplemente modelo.

El modelo, que siempre es mucho menos costoso que el prototipo se adapta mejor a cualquier modificación eventual, se pueden adoptar directa y rápidamente a las mejores condiciones para el funcionamiento y mejor eficiencia de la máquina prototipo.

El funcionamiento completo de las máquinas hidráulicas, en este caso, las Turbinas Pelton se estudian con modelos, para poder determinar en el laboratorio sus características de la máquina.

Los modelos reducidos a parte de las ventajas económicas nos permitirán siempre verificar los cálculos antes de construir el prototipo y determinar soluciones que con los métodos teóricos no serían captados.

a).- Similitud geométrica.

En un sentido estricto, la similitud geométrica implica que la proporción de todas las longitudes correspondientes, en dos sistemas, debe ser la misma, o sea, cuando hay una correspondencia entre cada uno de sus elementos :

puntos, líneas, superficies, ángulos etc. son homólogos.

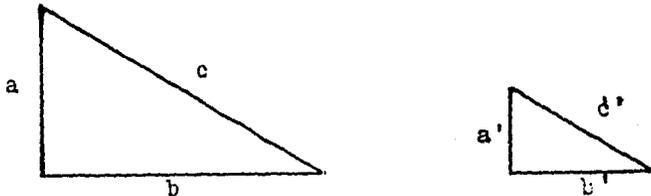
Una consecuencia de la similitud geométrica es que las escalas de las áreas y de los volúmenes, en los dos sistemas, pueden expresarse en términos del cuadrado y el cubo de la escala de longitudes, por lo tanto:

$$E = \frac{D}{D'} \quad \text{Para longitudes homólogas.}$$

$$E^2 = \frac{S}{S'} \quad \text{Para superficies homólogas.}$$

$$E^3 = \frac{V}{V'} \quad \text{Para volúmenes homólogos.}$$

Para ejemplificar la similitud geométrica se hará por comodidad en los triángulos que se muestran a continuación.



En figuras semejantes la relación de puntos, lados y ángulos son iguales entre sí. Ahora, para que se cumpla la similitud geométrica tenemos: Para puntos homólogos lo siguiente:

$$\frac{a}{a'} = \frac{b}{b'} = \frac{c}{c'} = \text{cte.}$$

Como consecuencia nos define reglas de correspondencia como las siguientes:

$$\frac{\frac{a}{b}}{\frac{a'}{b'}} = \frac{\frac{b}{c}}{\frac{b'}{c'}} = \frac{\frac{c}{a}}{\frac{c'}{a'}} = 1$$

b).- Similitud cinemática .

Si dos sistemas son cinemáticamente semejantes, entonces las partículas homólogas ocuparán posiciones homólogas a tiempos homólogos . Será fácil comprender que los vectores representativos de las velocidades y aceleraciones tendrán direcciones homólogas. Las trayectorias de dos partículas homólogas serán: rectas o curvas. Si se trata de flujos permanentes, las líneas de corriente homólogas serán -- semejantes.

Entonces tendremos las siguientes escalas:

$$\frac{T}{T'} = t \quad \text{Para tiempos homólogos.}$$

$$\frac{E}{t} = \frac{V}{V'}$$

Para velocidades homólogas

$$\frac{E}{t^2} = \frac{a}{a'}$$

Para aceleraciones homólogas.

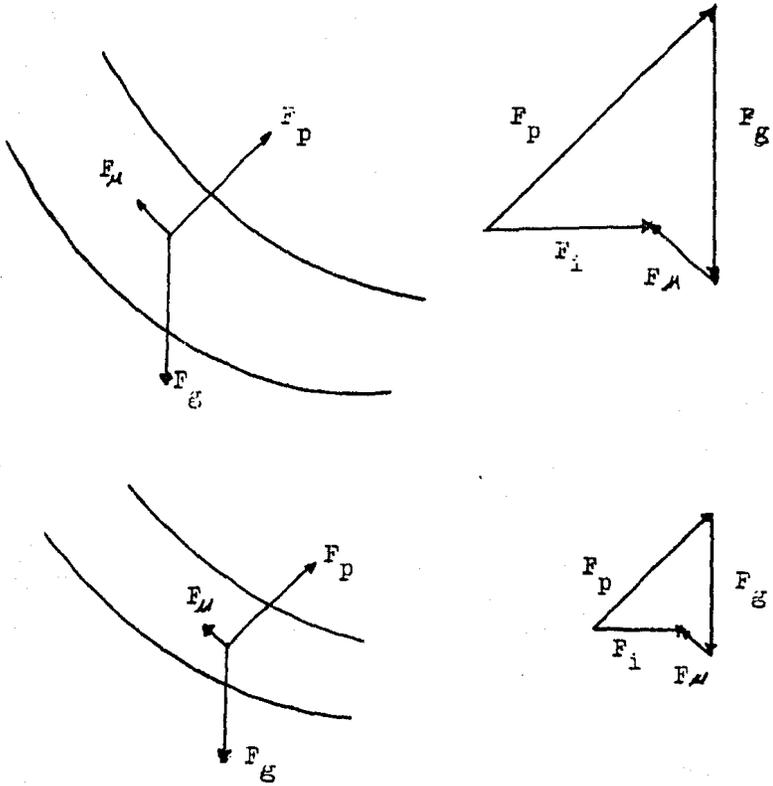
c).- Similitud dinámica .

Newton en su segundo postulado establece: todo cuerpo que sufre una interacción, es ocasionada por una fuerza; - definiendo el comportamiento dinámico de una partícula.

Para que dos sistemas sean dinámicamente semejantes, - deberán estar sometidos a fuerzas homólogas en puntos homólogos.

Puede notarse que si dos sistemas tienen una distribución de masas semejantes de acuerdo con $F = ma$, la similitud cinemática impone la similitud dinámica.

Todas las fuerzas individuales que actúan sobre los elementos de masa de los correspondientes fluidos, pueden ser debidas o a una fuerza del cuerpo tal como el peso, en un campo gravitacional, o a una fuerza superficial, resultantes de los gradientes de presión, esfuerzos viscosos o la tensión superficial tanto para la fuerza resultante o inercia, como para las fuerzas elementales debe existir una misma relación entre los dos sistemas; llamada escala de fuerzas. El requisito para una sólo escala de fuerzas es que los polígonos de fuerzas para los elementos de masa correspondientes sean geoméricamente semejantes. Por ejemplo, considerense dos venas de agua geoméricamente semejantes y estudiemos las fuerzas que obran en las partículas homólogas.



siendo:

- | | |
|---------|-----------------------|
| F_μ | Fuerza de viscosidad. |
| F_g | Fuerza gravitacional. |
| F_p | Fuerza de presión. |
| F_i | Fuerza de inercia. |

En virtud del principio de acción y reacción, la re -

sultante de estas fuerzas es nula.

Siendo X y X' dos puntos homólogos de la máquina y del modelo, los movimientos son semejantes y hace que la relación de fuerzas homólogas sean iguales:

$$\frac{F_i}{F'_i} = \frac{F_\mu}{F'_\mu} = \frac{F_g}{F'_g} = \frac{F_p}{F'_p} = \text{cte.}$$

Esta característica permite, relacionar fuerzas de la siguiente manera

$$\frac{F_i}{F_i} = \frac{F'_i}{F'_i}$$

Del mismo modo podemos relacionar las demás fuerzas - para este caso relacionaremos la resultante (F_i) con las otras para su interacción entre ellas, quedando como sigue:

$$\frac{F_i}{F_\mu} = \frac{F'_i}{F'_\mu}$$

$$\frac{F_i}{F_p} = \frac{F'_i}{F'_p}$$

Estas condiciones se derivan de la misma similitud y nos definen constantes adimensionales. Si a estas magnitudes las descomponemos en sus dimensiones fundamentales tenemos:

$$F_i = m a \quad m = \rho L^3 \quad a = v/t \quad t = L/v$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de la F_i

$$F_i = \rho L^2 v^2 .$$

Las fuerzas de origen viscoso serán:

$$F = \mu L v$$

relacionandolas

$$\frac{F_i}{F\mu} = \frac{\rho L v}{\mu}$$

A esta constante se le conoce como el número de Reynolds, y que define la interacción de las fuerzas de inercia con las de origen viscoso, esto implica que, para que un modelo sea dinámicamente semejante será condición de -- que los números adimensionales, Reynolds, seán iguales.

Puesto que las fuerzas que interaccionan con la re -- sultante son varias debemos definir otros números adimen -- sionales, esto es:

$$\frac{F_i}{F_g} = \frac{v}{(Lg)^{\frac{1}{2}}}$$

Este número recibe el nombre de Froude.

$$\frac{F_i}{F_p} = \frac{v}{(\Delta P/\rho)^{\frac{1}{2}}}$$

relación que recibe el nombre de Euler.

Si estos números k_e , k_r , k_u , son iguales tanto en el modelo como en el prototipo, se dice que están en similitud completa.

2.5.- Velocidad específica (n_s) .

Las características principales de una máquina hidráulica, tales como la forma, sus dimensiones, el tipo y número de revoluciones por minuto, depende de dos factores - principalmente: gasto y carga. Se han hecho diferentes tipos de clasificaciones por ejemplo: la relación H/Q , si es muy grande se estará hablando de una Turbina Pelton, si la relación H/Q , es pequeña, entonces se hablará de una Turbina Kaplan.

Otra base para distinguir las máquinas hidráulicas - puede ser la comparación que resulta del cociente de dividir la velocidad tangencial del rodete entre la velocidad - debida a la carga $(\sqrt{2gH})^{\frac{1}{2}}$

$$\phi = \frac{U}{(\sqrt{2gH})^{\frac{1}{2}}}$$

Esto nos dá una idea de como clasificarla en función de sus características, esto es, la variación del número - de revoluciones para una carga determinada en las diferentes turbinas, dependeran del diámetro del rodete, de los -- ángulos de entrada y salida, escogidos para los álabes o -- cangilones $(\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2)$, y del número de cangilones.

Si un rodete ya construido funciona con otra carga, -- ésta girará a otras revoluciones n' , o sea, que;

$$\frac{n'}{n} = \frac{(H')^{\frac{1}{2}}}{(H)^{\frac{1}{2}}} \quad ; \quad \frac{n'}{(H')^{\frac{1}{2}}} = \frac{n}{(H)^{\frac{1}{2}}}$$

Si el rodete fué construido para una carga $H' = 1m$, se tendrá:

$$n' = \frac{n}{(H)^{1/2}}$$

Relación que define un número unitario. La relación - del gasto para el mismo rodete será:

$$\frac{Q'}{(H')^{1/2}} = \frac{Q}{(H)^{1/2}}$$

si $H' = 1m$, entonces

$$Q' = \frac{Q}{(H)^{1/2}}$$

Este número unitario, representará la variación del - gasto en función de la carga.

La variación de la potencia hidráulica

$$\frac{P'_h}{P_h} = \frac{H^{3/2}}{H^{3/2}}$$

Si $H' = 1m$, entonces

$$P_h = \frac{P'_h}{H^{3/2}}$$

Que será un número unitario más de potencia hidráulica. De éstas consideraciones se observará como funcionará - una turbina cuando se encuentra sometida a diversas condiciones, y, esto permite apreciar las posibilidades de un determinado rodete con diferentes saltos, caudales y potencias bajo condiciones normales.

Para establecer la clasificación general de las máquinas hidráulicas tomaremos como base las características --

anteriores, esto es, la introducción de un parámetro de referencia que caracteriza la forma constructiva y las proporciones medias de cada turbina.

Esta idea se comprenderá mejor si comparamos el funcionamiento de turbinas semejantes.

Tomemos dos rodets de construcción análogas, con diámetros diferentes respectivamente, y hagámoslos funcionar en un mismo salto; esto implica que las velocidades tangenciales serán iguales, o sea :

$$V = (2gH)^{\frac{1}{2}} = \omega r$$

$$V_m = D_m n_m$$

donde

V_m Velocidad del modelo.

D_m Diámetro del modelo.

n_m No. de r.p.m. del modelo.

Por similitud:

$$\frac{V}{V_m} = \frac{D n}{D_m n_m}$$

donde

$$V = V_m$$

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_m}{D}$$

Al aumentar el diámetro del rodete es necesario que varíe el gasto, sin variar la altura (H), esto es, relacionar el gasto con el cuadrado del diámetro, así:

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{(2g H)^{\frac{1}{2}} (D^2/4)}{(2g H)^{\frac{1}{2}} (D_m^2/4)} = \frac{D^2}{D_m^2}$$

por lo tanto

$$\frac{D_m}{D} = \frac{(Q_m)^{\frac{1}{2}}}{(Q)^{\frac{1}{2}}}$$

lo que quiere decir:

$$\frac{D_m}{D} = \frac{n}{n_m} = \frac{(Q_m)^{\frac{1}{2}}}{(Q)^{\frac{1}{2}}}$$

Multiplicando y dividiendo las relaciones de gasto por $(\gamma)^{\frac{1}{2}} (H)^{\frac{1}{2}}$

$$\frac{n}{n_m} = \frac{(Q_m)^{\frac{1}{2}} (\gamma)^{\frac{1}{2}} (H_m)^{\frac{1}{2}}}{(Q)^{\frac{1}{2}} (\gamma)^{\frac{1}{2}} (H_m)^{\frac{1}{2}}} = \frac{(P_{hm})^{\frac{1}{2}}}{(P_h)^{\frac{1}{2}}}$$

Esto nos dice que las potencias hidráulicas desarrolladas son inversamente proporcionales, suponiendo que al-

guna turbina en cuestión desarrolle " n " revoluciones, --
proporcionará una $P_h = 1 C_{vp}$

Esto sería:

$$n_m (P_{hm})^{\frac{1}{2}} = n (P_h)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{Si } P_{hm} = 1 C_{vp}.$$

entonces la expresión será:

$$n_m = n (P_h)^{\frac{1}{2}}$$

Puesto que las dos turbinas están bajo la acción de -
la misma carga y si ésta fuera de 1 m, Entonces redefinire-
mos a " n " como, n_s (velocidad específica de revolucio-
nes), esto es:

$$n_s = n (P_h)^{\frac{1}{2}}$$

Recordando los números unitarios,

$$n' = n / (H)^{\frac{1}{2}} \quad ; \quad P_{hm} = P_h / (H^3)^{\frac{1}{2}}$$

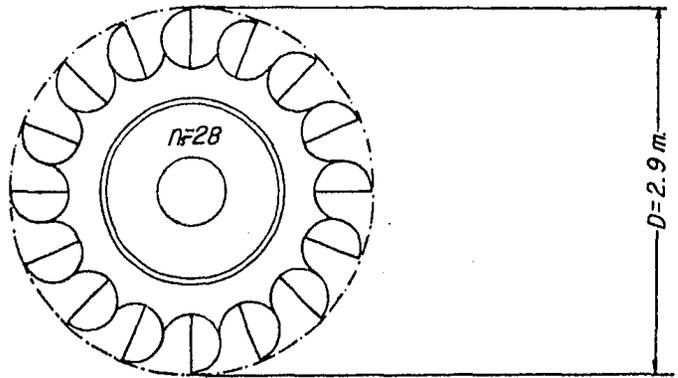
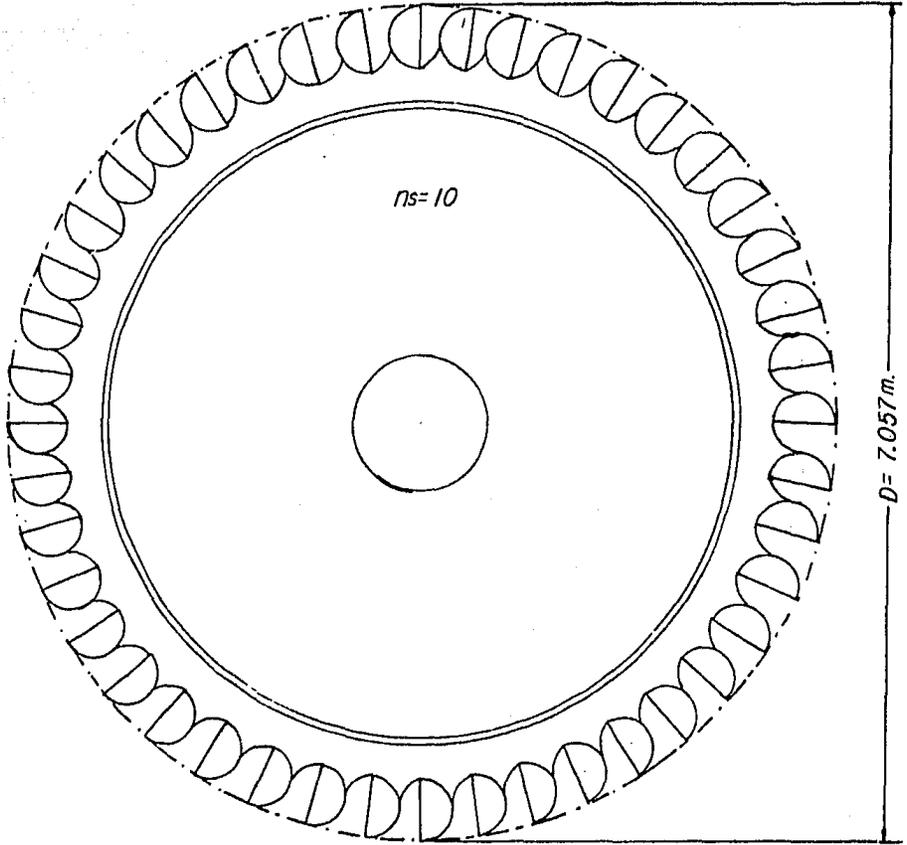
sustituyendolos, en la ecuación de n_s , se obtendrá:

$$n_s = n (P_h)^{\frac{1}{2}} H^{-5/4}$$

Por lo tanto el número específico de revoluciones podemos definirlo como el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que buscamos y que diese precisamente un caballo vapor de potencia, con una carga de lm.

Esto sólo en el supuesto caso de que el rendimiento no varía en turbinas semejantes.

El número de revoluciones específicas representa hoy un elemento auxiliar imprescindible para proyectar instalaciones hidráulicas, pues, dá indicaciones precisas que permiten determinar las turbinas más adecuadas para un salto de altura y caudal conocidos, aparte de todo esto, todos tipos de turbinas se dividen según su número específico de revoluciones y esto constituye la base para establecer series de rodets y catalogos con todas las características que interesan en la construcción de turbinas.



2.6.- Forma del rodete en función del n_s .

Partiendo de la ecuación de la velocidad específica -

$$n_s = \frac{n (P_h)^{\frac{1}{2}}}{H^{5/4}}$$

se estableció la relación de velocidades como

$$\phi = \frac{U}{(2gH)^{\frac{1}{2}}}$$

y puesto que

$$U = w r = 2\pi n r / 60$$

como

$$U = (2gH)^{\frac{1}{2}} \phi$$

entonces

$$n = \frac{60 \phi (2gH)^{\frac{1}{2}}}{\pi D}$$

teniendo " n " en función de los parámetros: diámetro del rodete y la carga (H).

La definición de la potencia hidráulica es:

$$P_h = \gamma Q H$$

sustituyendo en la ecuación de velocidad específica, los valores de: n y P_h

$$n_s = \frac{60 \phi (2gH)^{3/4} (\gamma Q H)^{1/2}}{\pi D H^{5/4}}$$

como ya se definieron: gasto y velocidad del chorro, o sea;

$$Q = A C = \frac{\pi d^2}{4} (2gH)^{1/2}$$

sustituyendo éste valor de gasto, en la última expresión - del n_s se tendrá:

$$n_s = \frac{30 (2g)^{3/4} (\gamma \pi)^{1/2} \phi d}{\pi D}$$

tomando

$$C_c = \frac{30 (2g)^{3/4} (\gamma \pi)^{1/2}}{\pi}$$

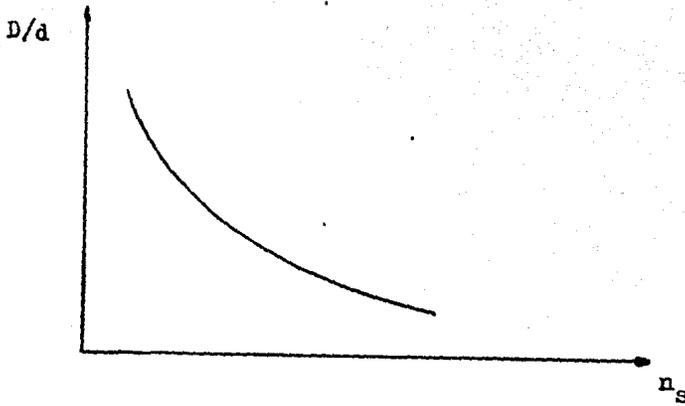
quedando finalmente la expresión, como sigue:

$$n_s = \phi C_c \frac{d}{D}$$

despejando la relación de diámetros

$$\frac{D}{d} = \frac{C_c}{n_s} \phi$$

Por lo tanto, de la ecuación anterior; la relación de diámetros queda en función del n_s cuya gráfica es:



Esta gráfica define el tamaño del rodete y de la boquilla de la tobera, ya que para un n_s dado habrá una relación de diámetros.

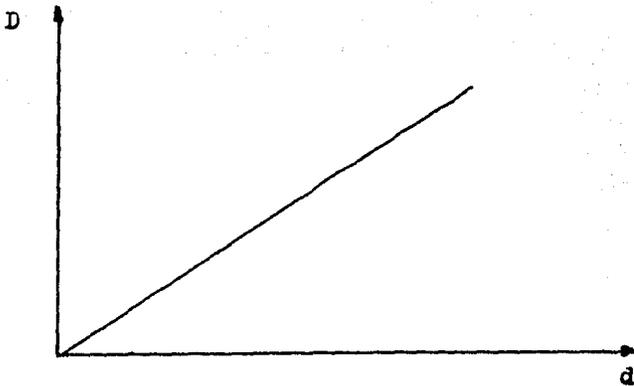
Si el n_s permanece constante, esto es:

$$m = \frac{C}{n_s} \phi ,$$

La relación de diámetros quedará:

$$D = m d ,$$

relación que define en forma lineal el diámetro del rodete con el diámetro de la tobera y su representación gráfica es:

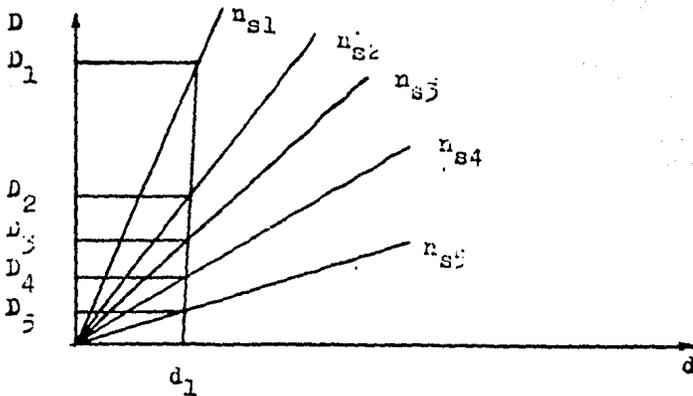


Esto nos permite encontrar una gama de diámetros de rodetes con sus respectivos diámetros de toberas, con sólo cumplir la relación $D = m d$, para un n_s dado, en donde se considera a la carga como una constante. Este mismo procedimiento se sigue para los demás n_s , dándonos toda una serie de turbinas homólogas para un determinado n_s .

Analizando la forma del rodete haciendo variar el n_s de la relación,

$$\frac{D}{d} = \frac{C_c \phi}{n_s} = m ,$$

la pendiente " m " será diferente para cada n_s , en consecuencia definirá un conjunto de rectas con diferentes pendientes " m "

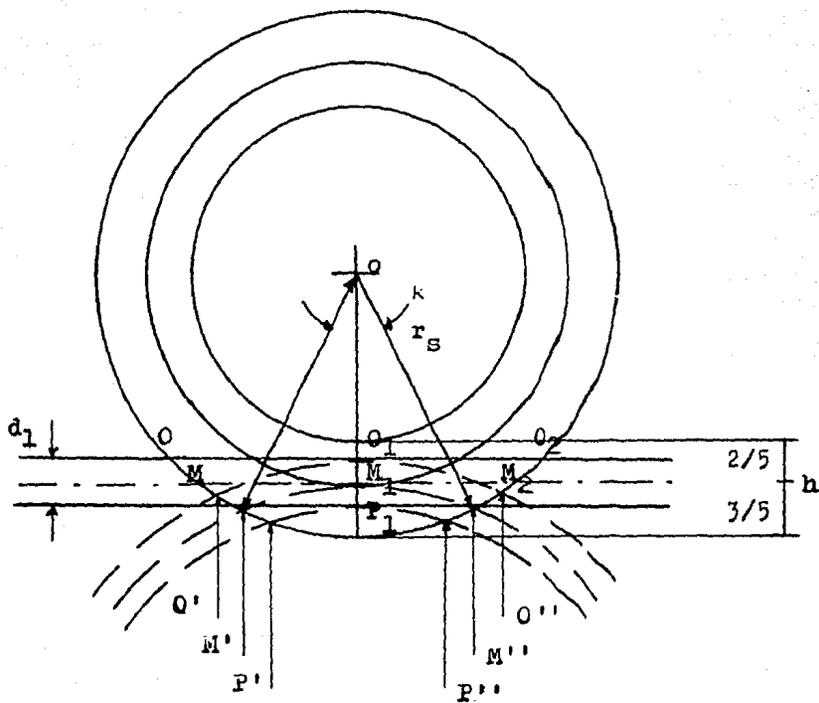


De la gráfica se concluye que a menor n_s el rodete será mayor y que si el n_s aumenta, el diámetro disminuirá.

Para la colocación de los cangilones sobre el rodete así como para la situación de las boquillas, se indica lo siguiente: los cangilones no se colocan exactamente en el sentido radial, sino en forma tal que el chorro, al alcanzar de lleno a un cangilón se halle perpendicularmente a la arista de dicho cangilón. El cangilón queda separado de la boquilla por espacio de una división. La boquilla debe colocarse lo más cercano posible a los cangilones, hasta donde lo permita la construcción, para que las pérdidas de salida resulten mínimas y para ello se hace que la circunferencia tangente al chorro, corte a los cangilones a los $2/5$ de la altura (h) del cangilón, medidos desde el interior.

El número de cangilones (Z) se determina por la condición de que ninguna vena del líquido debe abandonar la rueda sin que haya cedido a la misma el máximo de su carga. Para ello se determina el camino relativo al recorri-

Determinación del paso máximo " t_h " :



do por el chorro considerando a la rueda en reposo, la cual se puede determinar fácilmente.

Como estamos considerando al rodete estático y al chorro viajando alrededor, tenemos que, las líneas $O' M' P'$, $O'' M'' P''$ representan la trayectoria del fluido respecto del rodete; del arco comprendido por $P' P'' = th$, que se define como el paso máximo, este arco se medirá en el círculo exterior. Considerando la figura anterior, el tiempo que tardará en trasladarse una partícula desde el punto M al M_1 a velocidad constante (C) es:

$$C = \frac{\overline{M M_1}}{t} \qquad t = \frac{\overline{M M_1}}{C}$$

Ahora, si ese mismo tiempo es el que tarda M en desplazarse a M' a velocidad constante U (velocidad periférica) entonces:

$$U = \frac{\overline{M M'}}{t} \qquad t = \frac{\overline{M M'}}{U}$$

Esto implica que:

$$\frac{\overline{M M'}}{U} = \frac{\overline{M M_1}}{C}$$

Donde el arco es igual:

$$\overline{M M'} = \frac{U}{C} \overline{M M_1}$$

Ahora bien, el arco:

$$\overbrace{M M_2} = \overbrace{M M'} + \overbrace{M' M''} + \overbrace{M'' M_2}$$

$$\overbrace{M M'} = \overbrace{M'' M_2}$$

$$\overbrace{M' M''} = \overbrace{M M_2} - 2 \overbrace{M M'} = th$$

$$\overbrace{M M_2} = r k$$

por lo tanto :

$$\text{sen } \frac{1}{2} k = \frac{\overbrace{M M_1}}{r_s}$$

donde

$$k = 2 \left(\text{sen}^{-1} \frac{\overbrace{M M_1}}{r_s} \right)$$

sustituyendo este valor en :

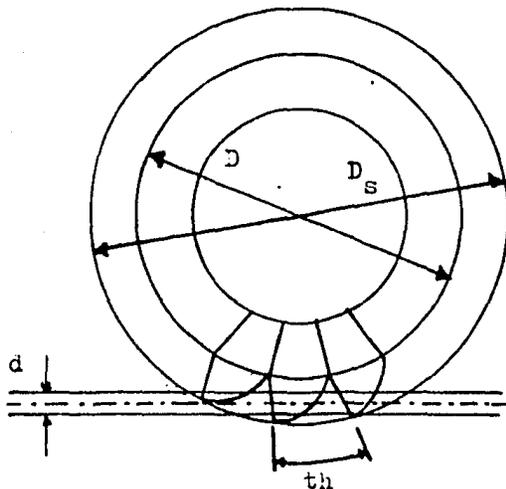
$$\overbrace{M' M''} = 2 r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{\overbrace{M M_1}}{r_s} \right) - 2 \frac{U}{C} \overbrace{M M_1}$$

El número de cangilones será

$$z = \frac{D_s}{th}$$

donde

$$t_s = (0.69 - 0.85) t_h.$$



donde

$$D_s = D + 3/5 (h)$$

$$h = 3.5 d$$

$$D_s = D + 2.1 d .$$

Recordando que:

$$\frac{D}{d} = \frac{\phi^C}{n_s}$$

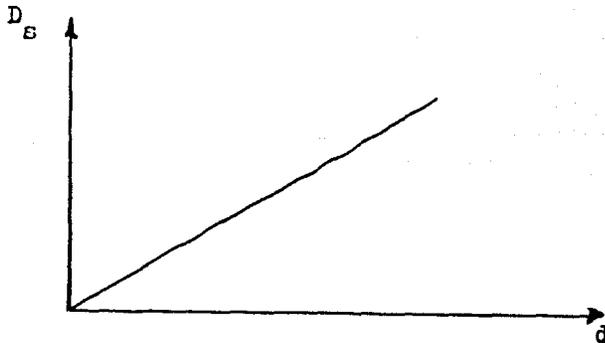
y puesto que $D = D_s - 2.1 d$ tendremos la siguiente expresión:

$$\frac{D_s}{d} = \frac{\phi C}{n_s} + 2.1$$

Expresión que dice, de que tamaño será el rodete en función de un n_s cualquiera. Si por el contrario n_s es igual a una constante, la expresión tomará la forma de :

$$m = \text{cte.} = \frac{C}{n_s} + 2.1 ,$$

cuya representación gráfica será:



Otra información que se deriva es la de saber, el número de cangilones que tendrá el rodete en función del n_s .

$$z = \frac{D_s}{th}$$

pero,

$$th = 2 r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{M M_1}{r_s} \right) - 2 \frac{U}{C} \frac{M M_1}{M M_1}$$

como

$$\frac{D_s}{d} = \frac{\phi C_c}{n_s} + 2.1$$

por lo tanto

$$= \left(\frac{D_s}{d} - 2.1 \right) \frac{n_s}{C_c} = \frac{U}{C}$$

por lo tanto, sustituyendo ϕ en th, tendremos:

$$th = 2 r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{M M_1}{r_s} \right) - 2 \left(\frac{D_s}{d} - 2.1 \right) \frac{n_s}{C_c} M M_1$$

sustituyendo en " Z "

$$Z = \frac{D_s}{2 r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{M M_1}{r_s} \right) - 2 \left(\frac{D_s}{d} - 2.1 \right) \frac{n_s}{C_c} M M_1}$$

Ejemplos de como varia el rodete en función del n_s .

Sea $H_t = 100$ m.c.a.

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$n_s = 10$$

$$P_h = 2666.67 C_{vp}$$

$$n = \frac{n_s H_t^{5/4}}{(P_h)^{1/2}}$$

$$= 61.24 \text{ r.p.m.}$$

El diámetro de la tobera será:

$$d_1 = \left(\frac{12 Q^2}{2 C_v^2 g H_t} \right)^{1/4}$$

$$d_1 = 0.27 \text{ m.}$$

El diámetro medio (D), del rodete:

$$D = \frac{60 (2g H_t)^{1/2}}{n}$$

$$D = 6.49 \text{ m.}$$

Diámetro exterior (D_s), de la turbina:

$$D_s = D + 2.1 d_1$$

$$D_s = 7.06 \text{ m.}$$

Los datos de las dimensiones del cangilón serán:

$$b = 3.75 d_1$$

$$b = 1.01 \text{ m.}$$

$$h = 3.5 d_1$$

$$h = 0.945 \text{ m.}$$

$$t_c = 1.5 d_1$$

$$t_c = 0.405 \text{ m.}$$

determinación del paso de los cangilones;

$$th = 2 r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{M M_1}{r_s} \right) - 2 \frac{U}{C} M M_1$$

$$th = 1.42 \text{ m.}$$

$$ts = 0.69 - 0.85 \text{ de } th$$

para este caso, $ts = 0.70 th$.

$$ts = 0.994 \text{ m.}$$

El número de cangilones será:

$$Z = \frac{D_s}{ts}$$

$$Z = 22.12 \text{ cangilones.}$$

Sea $H_t = 100$ m.c.a.

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$n_s = 28$$

$$P_h = \frac{\gamma Q H_t}{75} C_{vp}.$$

$$P_h = 2666.67 C_{vp}$$

el número de revoluciones de la turbina será:

$$n = \frac{n_s H^{5/4}}{(P_h)^{1/2}}$$

$$n = 171.5 \text{ r.p.m.}$$

el diámetro de la tobera

$$d_1 = \left(\frac{12 Q^2}{\pi^2 C_v^2 g H_t} \right)^{1/4}$$

$$d_1 = 0.27 \text{ m.}$$

el diámetro medio de la turbina:

$$D = \frac{60 \phi (2g H_t)^{1/2}}{n}$$

$$D = 2.32 \text{ m.}$$

el diámetro exterior, D_s , de la turbina

$$D_s = D + 2.1 d_1$$

$$D_s = 2.9 \text{ m.}$$

las dimensiones de los cangilones:

$$b = 3.75 d_1$$

$$b = 1.01 \text{ m.}$$

$$h = 3.5 d_1$$

$$h = 0.945 \text{ m.}$$

$$t_c = 1.5 d_1$$

$$t_c = 0.405 \text{ m.}$$

el paso máximo se determinará:

$$t_h = 2r_s \left(\text{sen}^{-1} \frac{M M_1}{r_s} \right) - 2 \frac{U}{C} M M_1$$

donde $U = \frac{1}{2} C$, por lo tanto:

$$t_h = 0.729 \text{ m.}$$

por otro lado, el paso recomendado por los constructores es $t_s = 0.69 - 0.85$ de t_h ; por lo tanto

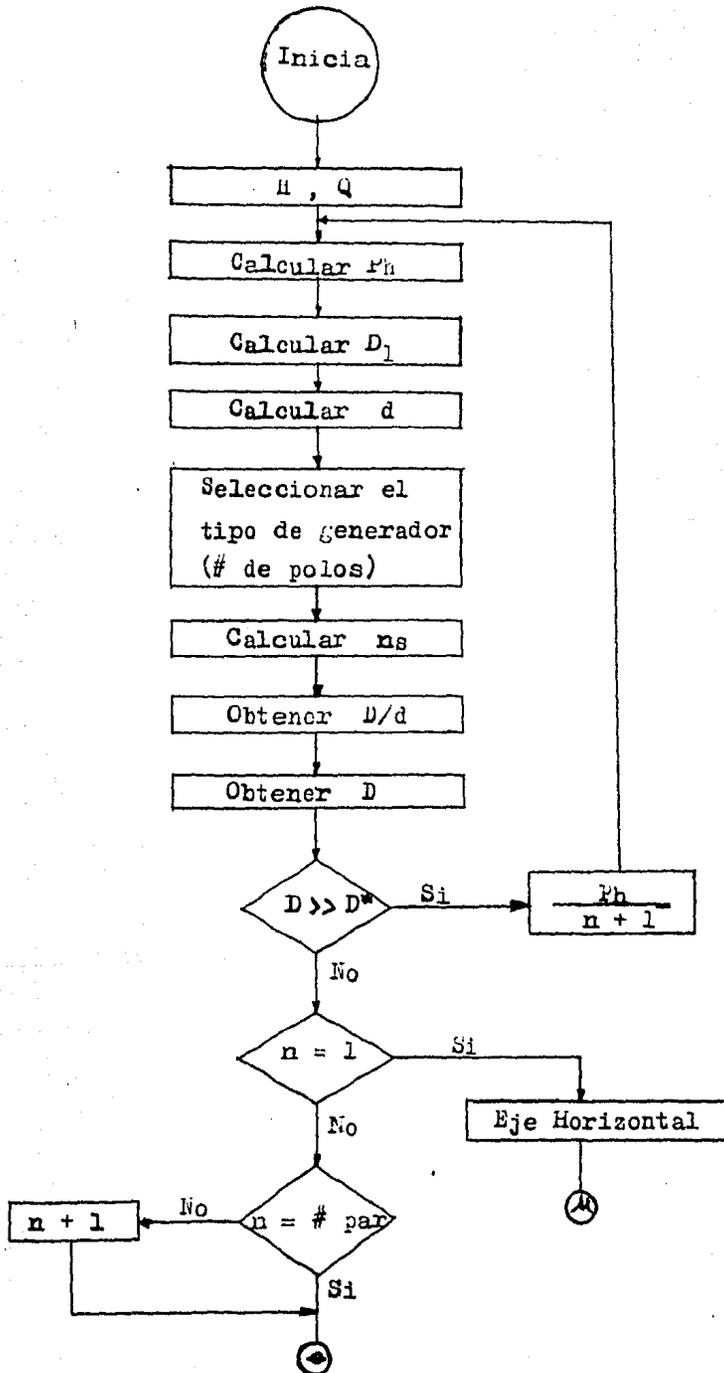
$$t_s = 0.729 \times 0.70$$

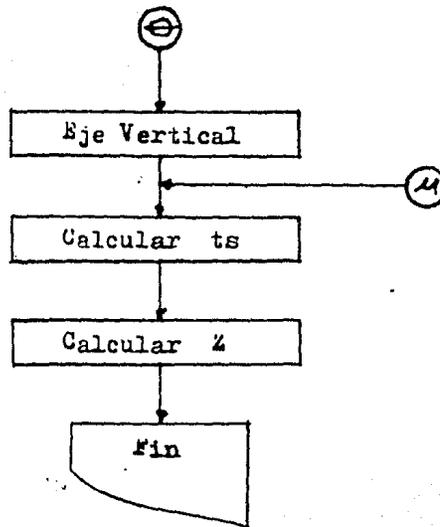
$$t_s = 0.51 \text{ m.}$$

el número de cangilones será:

$$Z = \frac{D}{t_s}$$

$$Z = 18 \text{ cangilones.}$$





Donde:

H - Carga neta de diseño.

Q - Caudal.

Ph - Potencia hidráulica.

D_1 - Diámetro de la tubería.

d - Diámetro de la tobera.

n_s - Velocidad específica.

D - Diámetro medio de la turbina.

D - Diámetro de la turbina, recomendada por los constructores.

ts - Paso entre cangilones. 3*

n - Número de toberas.

Z - Número de cangilones.

2 .7.- Cavitación.

La formación y subsecuente colapso de las cavidades llenas de vapor en un líquido debido a la acción dinámica, se llama cavitación.

Las cavidades pueden ser burbujas o bolsas llenas de vapor o una combinación de ambas. Para que la cavitación se inicie, la presión en el lugar debe ser igual o menor que la presión de vapor del líquido, y las cavidades deben de encontrar una región de presión más alta que la presión de vapor para que imploten. Los gases disueltos con frecuencia se liberan poco antes de que empieza la vaporización. -

Esto puede ser una indicación de cavitación inminente, pero la verdadera cavitación requiere de la vaporización del líquido. De la definición de cavitación se excluye arbitrariamente la ebullición acompañada por la adición de calor o la reducción de la presión estática sin la acción dinámica del fluido.

La reducción dinámica de la presión que tiene lugar - cuando un líquido fluye en ductos curvos, o que rodea, o - que pasa sobre un cuerpo inmerso nos conducirá a la cavitación. La cavitación ocurre cuando bolsas pequeñas de vapor, cuando el flujo está en movimiento, se rompe y se forma -- nuevamente muchas veces en cada segundo. Esto origina ruido y si es suficientemente severo, vibración. Las burbujas llenas de vapor se rompen muy rápidamente, generalmente están presentes en cualquier región en donde la presión se encuentra por arriba de la presión de vapor. Se han encontrado que el ciclo de vida de una burbuja es de aproximadamente de - 0.0003 seg.

Las burbujas que se rompen sobre una región sólida pueden, originar daños mecánicos muy severos. Las burbujas rebotan después del rompimiento inicial originando la picadu-

ra de la región. Se ha estimado que durante el rompimiento de una burbuja las presiones son del orden de 10^4 atm. - todos los materiales conocidos pueden dañarse por la explosión de burbujas al romperse, durante un tiempo suficientemente largo. Esto se llama erosión por cavitación o picado.

La cavitación aparece en la región de baja presión dentro del mismo fluido.

Ya hemos visto que mientras la velocidad específica de la turbina aumente, su número de r.p.m. real aumentará y sus dimensiones para cierto gasto y altura determinada serán menores y el generador tendrá menor número de polos y por lo tanto él y toda la instalación más reducida. Sin embargo el límite de la velocidad, esta dada por la condición de cavitación, es decir, que este fenómeno es el que nos obliga a no tener velocidades más elevadas.

En cuanto a la cuestión tecnológica de construcción y de materiales; los problemas planteados por las velocidades hasta ahora alcanzadas, se han resuelto satisfactoriamente, mientras que por lo que respecta a la erosión por cavitación hasta estos momentos no se ha encontrado ningún material que resista a la cavitación.

Aspectos de la cavitación.

Hemos visto que la cavitación es un fenómeno que depende esencialmente de la disminución de la presión y ésta llega hasta la tensión saturante del vapor y puede ser general, local, permanente o transitoria.

a.- Cavitación general. La cavitación es general cuando la presión media del sistema ha alcanzado la tensión saturante del vapor.

b.- Cavitación local. Es debida a que el flujo encuentra alguna obstrucción o accidente, por ejemplo, alguna rugosidad de la pared que produzca repartición desigual de la

velocidad y por tanto de presión que conduzcan a la formación de cavitación.

c).- Cavitación transitoria. Este tipo de cavitación se produce en algunos órganos, por ejemplo, al haber un arranque súbito o un atraco de una columna de agua en los órganos donde el funcionamiento no es permanente.

d).- Cavitación permanente. Esta cavitación es la más peligrosa, entonces las superficies sujetas a este fenómeno están expuestas a todas sus consecuencias de un modo permanente.

El desgaste de una Turbina Pelton.

El desgaste de una Turbina Pelton depende de dos factores principalmente.

- 1.- Desgaste debido a la cavitación.
- 2.- Desgaste debido a la erosión de la superficie de los cangilones.

El desgaste por erosión resulta del impacto de arena o de otras partículas abrasivas sobre la superficie de los cangilones.

La cavitación depende del vacío que resulta de la gran velocidad del escurrimiento sobre las superficies curvas. Por lo tanto está en relación directa con la caída, la velocidad, la velocidad específica y la forma de los cangilones.

Las zonas deterioradas por el desgaste de cavitación tienen, aspecto bien característico. Puede ocurrir que un desgaste importante por erosión de lugar a una deformación tal, que de la superficie de los cangilones que aparezcan efectos secundarios de cavitación local; si el desgaste es pequeño se puede aliviar, puliendo el cangilón por medio de una lima de esmeril. Si el desgaste es importante, será necesario rellenar las partes cavitadas con soldadura y pulir nuevamente.

Referencias.

- 1.- Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. C. — Mataix. Pag. 268 , Editorial HARLA 1975.
- 2.- Fluid Mechanics with Engineering Application. R. L. Daugherty - J. B. Franzini, 9 edition, McGRAW HILL Kogakusha. Pag. 460 - 467.
- 3.- Z. VDI. 1908 , y , Normas DIN, E 33 . Pag. 6 - 9.

CAPITULO III
MECANISMOS DE REGULACION Y DESCRIPCION DEL BANCO DE PRUEBAS

3.1.- Mecanismos de regulación.

Para conservar la velocidad de una turbina dentro de límites cercanos a pesar de los cambios de carga que, inevitablemente, ocurren en cualquier sistema hidroeléctrico, es necesario el empleo de un mecanismo que cambie la admisión de agua, cada vez que cambia la carga, y en proporción a ella. El regulador ideal estaría actuando por el wáttmetro de salida del generador y podría mantener la velocidad prácticamente invariable, si no fuera porque la potencia eléctrica difiere de la potencia de entrada en forma flexible y, cuando aquella fuera nula, no tendría el regulador base para actuar, quedando la velocidad indiferente; además el control de frecuencia es de capital importancia.

En consecuencia, los reguladores actuales están basados en los efectos de una divergencia de velocidad de la turbina, que se produce cuando cambia la carga: pero los fabricantes se han ingeniado para la admisión de agua, sea independiente de la velocidad. Es decir que no sea necesario que la velocidad para producir un aumento de admisión ó un efímero ascenso en velocidad para determinar una menor admisión volviendo en ambos casos al valor normal de revoluciones, si así se desea ó dejando un residuo de la variación cuando sea necesario.

Existen varios modelos de regulador, pero los más usados son tres:

- a) El de péndulo.
- b) El de bomba.
- c) El de magneto.

3.1.1.- Regulador de péndulo.

Las figuras 3.1 a 3.3 presentan en forma de croquis, - tres tipos perfeccionados de regulador de péndulo. 'P' es el péndulo ó sea el conjunto de masas giratorias a una velocidad proporcional a la de la turbina, puede estar accionado por - banda ó transmisión flexible, ó mejor aún, por un motor sin--cromo ó de inducción, alimentado por un generador magneto-e--léctrico instalado en el mismo arbol de la turbina. Las masas están ligadas por un resorte y constituyen un sistema oscilante que justifica el nombre de péndulo. Este actúa sobre uno - de los tres puntos principales del balancín flotante, 'A' subiendolo cuando aumenta la velocidad y bajandolo en caso con--trario.

'V' es la válvula piloto, especie de distribuidor de ti--po cilíndrico compensado. Se compone de un cilindro con tres orificios conectados al servomotor. En su interior hay dos em--bolos gemelos que, normalmente cierran las puertas del servo--motor. Pero si el conjunto se mueve, un punto se conecta a - 'H' y el otro a 'L', produciendole un cambio de posición del émbolo de 'S' debido a la gran diferencia de presión entre - 'H' y 'L'.

'S' es el servomotor que actúa directamente sobre las - agujas de la turbina Pelton, cuando estas máquinas son de ca--pacidad reducida, porque si la turbina es de gran potencia, - 'S' actua sobre otro distribuidor de mayor tamaño que 'V', - que a su vez controla al servomotor fiscal de la máquina 'M', como se ve en la figura 3.3.

'C' es la parte del mecanismo de retroceso o estabiliza--ción cuyo objeto es principalmente, evitar el bombeo del ser--

vomotor, es decir que éste no pase una posición extrema a la otra y regrese a la primera para proseguir en la misma forma indefinidamente, y además para estabilizar la marcha de generadores en paralelo, dando a la turbina una característica - descendente en velocidad al aumentar la carga.

'R' y 'R'' son resortes que reaccionan igualmente en ambos sentidos y pueden tener compresión previa. Suelen ser de tipo único, montados en una caja especial que los comprime - cualquiera que sea el sentido del movimiento, y cuyo objeto - es mantener el sistema en una posición definida cuando no hay aceleración o retardación. Es posible también que, en cada caso, sean parejas de resortes combinados que trabajen solamente a la compresión, por haber un tope que impide que se destienda cualquiera de los elementos de una pareja.

'A' es un depósito cilíndrico lleno de aceite en el cual se desaloja un embolo cuyo movimiento queda impedido si la - válvula de aguja 'G' que intercepta la comunicación entre las partes superior e inferior del amortiguador, está cerrada, o retardado si esa aguja no cierra por completo.

En algunos modelos el émbolo tiene un pequeño orificio - que deja pasar el aceite cuando el embolo baja, pero que es - cubierto por una válvula cuando sube, de donde resultan tiempos distintos de carrera al subir y al bajar.

En la figura 3.2 se ve que el resorte doble 'R' está dentro del amortiguador, junto con el aceite, por economía del - espacio.

'B' es el tornillo o tuerca de sincronizar, cuya función es cambiar la velocidad independientemente del valor que tenga la carga, ya sea para sincronizar o para corregir la fre--

cuencia.

En la figura 3.1 'B' es una tuerca que cambia la distancia vertical que existe entre un punto fijo y el balancín 'D' en la figura 3.2, 'B' cambia la distancia existente entre 'V' y 'D', en la figura 3.3, 'B', es una tuerca que cambia la distancia entre 'D' y 'E'. En algunos tipos de ajuste 'B', se encuentra en el vástago que conectado al péndulo, válvula piloto y retroceso. Cuando la carga no varía, el punto unido a la válvula está fijo en el espacio puesto que el distribuidor debe cubrir las puertas de 'S'. En consecuencia, la velocidad será más alta con el servomotor cerrado y más baja con éste abriendo, que con apertura media. La diferencia depende de que tan grande es el efecto del retroceso, es decir, de la longitud de la horquilla 'C' respecto a la distancia entre la inserción de los vástagos 'R' o 'Z' y el pivote de 'C'. 'E' es el balancín auxiliar, flotante, conectado al principal por un eslabón removible 'X', que puede ocupar posiciones 1, 2, o 3 figura 3.1; por amortiguador y resorte en la figura 3.2 y por tuerca de ajuste 'B' en la figura 3.3.

'H' es el conducto que viene del depósito de aceite a presión, 'L' es otro conducto que lleva el aceite sin presión al tanque colector del caudal del cual es tomado por la bomba de aceite y arrojado al depósito de presión.

La operación del regulador es como sigue: Mientras la carga es constante, el péndulo imprime al balancín 'D' un movimiento alternativo de muy pequeña amplitud y bajísima frecuencia que produce una variación rítmica de velocidad alrededor del valor normal.

Quando la máquina pierde carga, su velocidad sube inme--

diatamente el péndulo levanta el balancín y la válvula piloto - conecta 'H' con una cámara del servomotor y 'L' con la otra, - produciéndose el cierre de la compuerta de la turbina; Pero el movimiento del servomotor modifica la posición del balancín 'D' y 'Y' detiene la operación de 'V' antes que 'S' cierre demasiado. Con esto la velocidad baja, prácticamente al valor normal.

Si la disminución de carga es gradual, son los resortes - 'R' los que intervienen transmitiendo progresivamente las deformaciones y permitiendo a la válvula piloto actuar con suavidad y sin alternativas entre tanto los amortiguadores no oponen resistencia apreciable. Si el cambio de carga es brusco los amortiguadores se oponen a cualquier movimiento y se convierten en elementos rígidos de transmisión, o en apoyos fijos y entonces la totalidad de la deformación del péndulo llega inmediatamente a la válvula piloto, con lo cual se consigue una acción rápida del servomotor.

Si la carga aumenta, por lo pronto la velocidad disminuye y se producen movimientos contrarios a los indicados en el caso de pérdida de carga, pero al terminar esos movimientos la velocidad de la máquina ha recuperado prácticamente su valor inicial, salvó una pequeña diferencia que se aprovecha para ser más estable la operación en paralelo, en la misma o en distintas - plantas.

3.1.2.- Regulador de bomba.

El tipo hidráulico utiliza como elemento principal una bomba centrífuga para aceite, en lugar de un péndulo. Como es sabido, la presión que se desarrolla en la bomba es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación, de manera semejante a como ocurre en un péndulo respecto al esfuerzo producido. Luego la sensibilidad original del regulador es la misma y sin embargo los resultados son más precisos con el regulador hidráulico porque hay la posibilidad de amplificar varias veces y en forma práctica y sencilla, esa sensibilidad.

La figura 3.4 presenta el principio de un regulador hidráulico simple. 'A' es un depósito de aceite a presión, alimentado constantemente por una bomba auxiliar no representada; 'B' es la centrífuga montada en el eje de la turbina y que sirve de elemento gobernador.

Esta comunicada con el depósito 'A' por un tubo en el que hay un orificio fijo de estrangulación, 'F' y como a la velocidad normal la presión que produce 'B' es inferior a la de 'A', resulta un paso de aceite a través de la centrífuga en sentido opuesto al impulso propio y de un caudal tanto menor cuanto mayor sea la velocidad de 'B'. De aquí proviene un cambio muy amplio de la presión en la cámara superior del manómetro diferencial 'C', respecto a la que existe en la cámara inferior del mismo, por la cual está conectada a otro orificio estrangulador 'F' por el que pasa una cantidad de aceite que varía en el esquema simple con la presión de 'A' solamente. 'D' es el distribuidor del servomotor 'S' y está accionado mecánicamente por el émbolo de 'C'.

'R' es un resorte ligado al vástago de 'S', que tiende a -

mover el émbolo de 'C' hacia arriba al cerrarse la admisión, - dando al regulador descendiente de velocidad a mayor carga.

La operación del regulador es como sigue; Mientras la carga no varía el distribuidor permanece en el punto medio, los flujos de aceite a través de 'F' y 'F' son iguales las presiones de un lado y otro de 'C' son también iguales y el servomotor está en reposo. Cuando la carga disminuye, la velocidad de 'B' aumenta y la presión superior en 'C' es mayor que la inferior, por lo que el vástago de 'D' baja y el servomotor recibe un impulso hacia arriba que produce disminución en la entrada de fluido a la turbina y la reducción de su velocidad hasta un valor ligeramente mayor que antes, como consecuencia del retiramiento del resorte 'R'. Si, por el contrario, la carga aumenta por un momento la velocidad disminuye, así como la presión superior de 'C' produciéndose movimientos opuestos a los del primer caso; Pero la velocidad se recupera y al final queda algo menor de lo normal por la misma causa ya indicada.

3.1.3.- Regulador de magneto.

El regulador de magneto está basado en un principio muy interesante. En su forma más sencilla como se puede observar en la figura 3.5 se compone de un generador de corriente alterna 'G' montado en la flecha de la turbina, y cuya frecuencia es proporcional a su velocidad, un capacitor 'C' y un reactor 'X' con núcleo no saturable. Las corrientes de 'C' y 'X' son pasadas por sendos rectificadores secos, de onda completa, 'R' y 'R', llegan a los devanados antagónicos del relé diferencial 'E', el cual puede cerrar uno u otro de los circuitos de control de un selenoide doble 'M', que actúa sobre el distribuidor 'D' del servomotor 'S'.

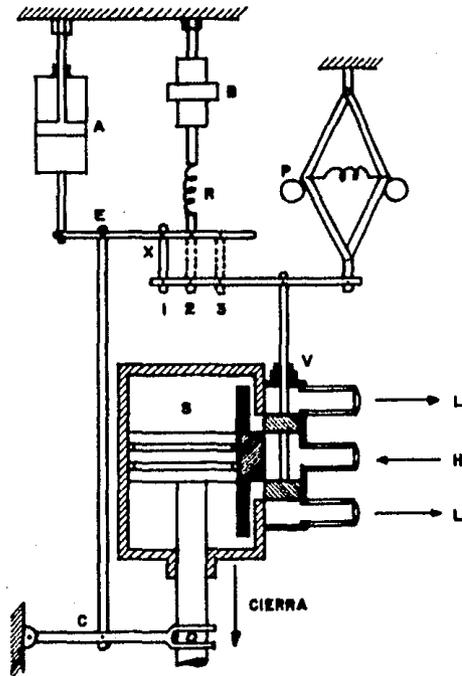
Un sistema de aceite a presión y una batería de control completa el dispositivo.

La operación es como sigue; por un ajuste especial del circuito del reactor, a la velocidad normal de 'G' las dos corrientes son de la misma intensidad y sus acciones sobre el relé son neutralizadas, 'E' permanece en equilibrio, quedando abierto el control 'M', y el distribuidor en posición media.- Si la velocidad aumenta, crecen la tensión y frecuencia de 'G', la intensidad en el capacitor sube por doble motivo, mientras la corriente en el reactor es casi invariable luego domina en el relé aquella, se disminuye la balanza y se produce un contacto que cierra el circuito del selenoide superior, el cual mueve al distribuidor hacia arriba y obliga al émbolo de 'S' a cerrar la admisión de la turbina.

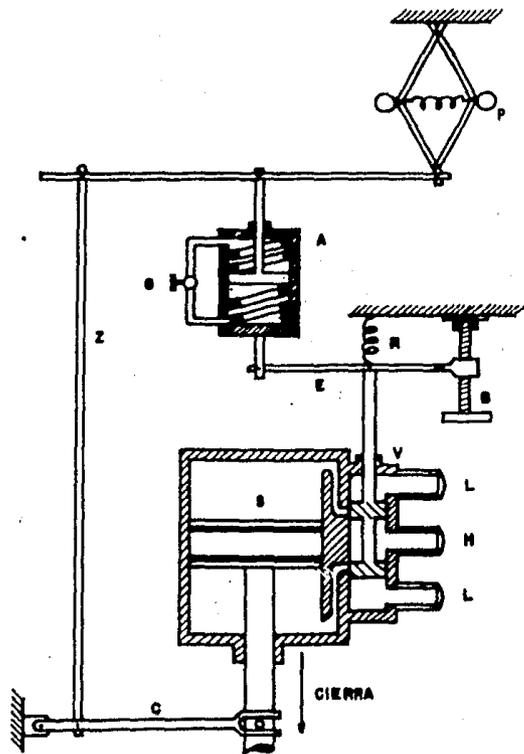
Si por el contrario, la velocidad de la máquina disminuye bajan la tensión y frecuencia de 'G' la corriente de 'C' disminuye doblemente respecto a la de 'X', el relé desnivela

en favor del selenoide inferior y se produce movimientos y resultados contrarios a los del primer caso.

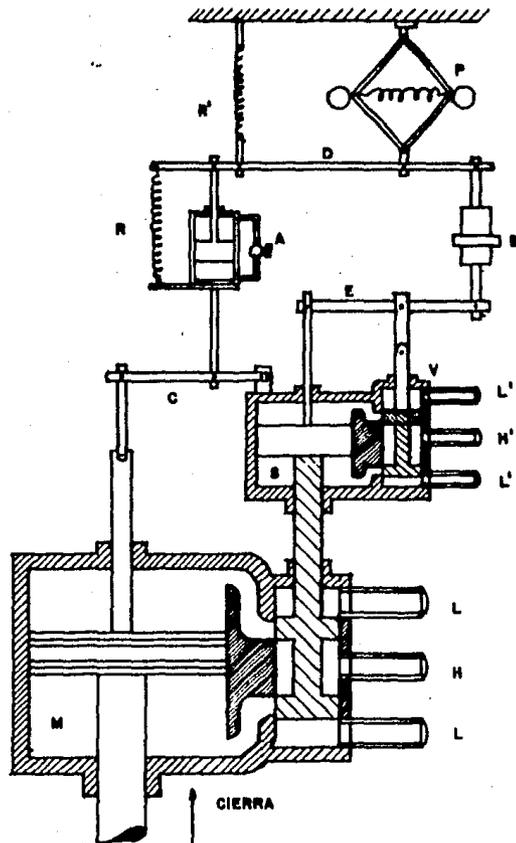
En la figura 3.5 aparece una conexión del vástago de 'S' a un resorte 'U' que actúa sobre el disco del relé para dar características, descendentes en velocidad al aumentar la carga de la turbina; pero el resultado puede ser obtenido por medio del reostato acoplados al vástago del servomotor. Si se dispone un balancín flotante unido al vástago de 'M' por un extremo, al vástago 'S' por otro extremo y al distribuidor por el centro, o cerca del centro como en la figura 3.3 se tendría un retroceso efectivo.



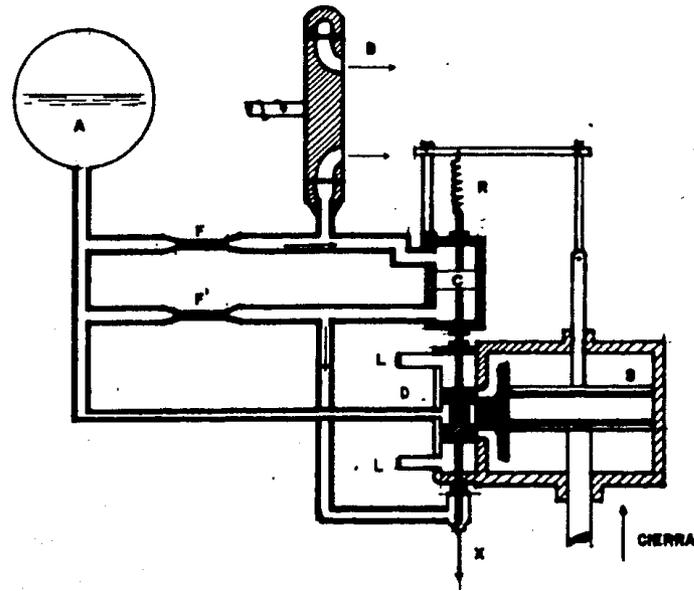
U N A M	FES CUAUTILAN		
	INGENIERIA		
	TESIS PROFESIONAL		
	E. COVARRUBIAS	E. JUAREZ	A. LOPEZ
	REGULADOR DE	FIGURA	
	PENDULO	3-1	
	1 9 8 4		



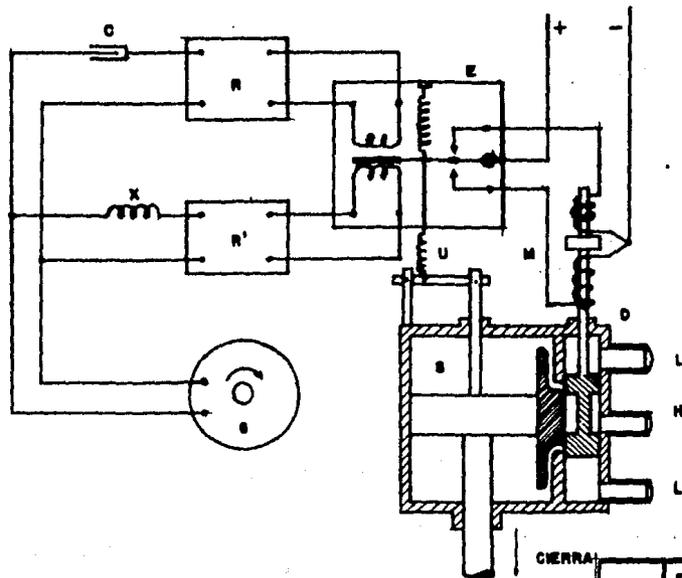
U N A M	FES CUAUTITLAN		FIGURA 3-2
	INGENIERIA		
	TESIS PROFESIONAL		
	E. COVARRUBIAS E. JUAREZ A. LOPEZ		
REGULADOR DE			
PENDULO			
1 9 8 4			



U N A M	FES CUAUTILAN		FIGURA
	INGENIERIA		
	TESIS PROFESIONAL		5.3
	E. COVARRUBIAS E. JUAREZ A. LOPEZ		
REGULADOR DE			
PENDULO			
1 9 8 4			



U N A M	FES CUAUTITLAN		FIGURA 5-4
	INGENIERIA		
	TESIS PROFESIONAL		
	E. COVARRUBIAS E. JUAREZ A. LOPEZ		
	REGULADOR DE		
	BOMBA		
	1 9 8 4		



U N A M	FES CUAUTILAN	
	TESIS PROFESIONAL	
	E. COVARRUBIAS E. JUANEZ A. LOPEZ	
	REGULADOR DE MAGNETO	FIGURA 35
1984		

CAPITULO IV
PRUEBAS, CURVAS Y SU ANALISIS.

4.1.- Descripción del banco de pruebas.

a) Objetivo del banco de pruebas.

La utilización de un banco de pruebas para máquinas hidráulicas es de vital importancia, Ahí es donde únicamente se puede resolver los problemas cuyas soluciones teóricas distan mucho de la realidad. En el banco de pruebas se puede fácilmente conocer la operación completa, en todas las circunstancias de funcionamiento, de una máquina industrial mediante el aprovechamiento de un modelo reducido.

Este modelo permitirá, predecir con toda exactitud, como será la máquina prototipo y cuales serán sus características de operación desde potencia nula hasta potencia máxima, desde velocidad nula hasta velocidad de desboque y por supuesto la variación de eficiencia a lo largo del funcionamiento anterior.

En el banco de pruebas se pueden abordar además, una infinidad de problemas como los siguientes:

- a) Estudio de inyectores.
- b) Estudio de la mejor forma de los inyectores.
- c) Estudio del flujo del agua a la salida de los cangilones y las formas de las cámaras de evacuación.
- d) Eliminación de todo error debido a las constantes personales de los observadores.

b) Principales cantidades a medir en un banco de pruebas.

Las principales cantidades y parámetros que intervienen en las mediciones de un banco de pruebas son las siguientes:

Q = Gasto o Caudal ($m^3/\text{seg.}$)
 H = Carga (mts. col. agua.)
 Parámetros fundamentales. P = Potencia (KW)
 n = Velocidad (r.p.m.)

η = Eficiencia (%)
 Parámetros derivados de los anteriores. T = Par (N-m)
 n_g = Vel. Específica

Parámetros que caracterizan la operación de la máquina. σ = apertura del distribuidor
 ó de las toberas.

La fijación del parámetro ' σ ' nos determina un punto de operación de la máquina, teniendo invariable este parámetro, - quedará por medir, por un lado, la potencia de entrada bajo - la forma (Q,H) y por otro lado la potencia en la flecha - - -
 $P = f(T,n)$.

La velocidad específica se obtendrá por cálculo, a partir de los datos anteriores, P, n y H. La eficiencia de la máquina se calculará a partir de las potencias de entrada y salida.

c) Obtención de los valores experimentales.

- a) El par (T) que el rodete ejerce en la flecha se puede medir por medio de un freno en este caso, el freno es del tipo prony.
- b) Velocidad de rotación (n). Se mide por medio de un - tacómetro.
- c) La carga (H). La medida se efectúa por la suma de la

carga estática (medida con un manómetro tipo bourdón poco antes de la válvula de aguja), más la carga dinámica ($V^2/2g$).

- d) Gasto (Q). Se mide por medio de un vertedor triangular.
- e) Apertura del distribuidor (o), lectura directa en la máquina.

d) Descripción del banco de pruebas.

Se compone de los siguientes elementos. Ver figura 4.1 .

- a) Turbina Pelton.
- b) Freno tipo pronny para la turbina Pelton.
- c) Indicadores de fuerza para turbina Pelton y bomba centrífuga.
- d) Bomba centrífuga
- e) Motor de velocidad variable.
- f) Control del motor de velocidad variable.
- g) Indicador de presión.
- h) Tanque aguas abajo.
- i) Canal de medida de caudal, con vertedor.
- j) Indicadores de voltaje y amperaje.
- k) Tranquilizadores ó estabilizadores.
- l) Tobera.
- m) Válvula de regulación de gasto.

e) Representación de los resultados.

La eficiencia medida, es una función de las variables Q, H y n, frecuentemente se prefiere reemplazar Q por una derivada, esta es la potencia P. Entoces se considerará la efi-

ciencia como una función de (P, H y n). Para representar esta función en una gráfica es necesario conservar una de las variables constantes. Se escoge a la carga (H) y para uniformar las pruebas se calculan los resultados considerados que la caída es igual a 1 mt.. Esta transformación, quedará expresada por las relaciones ya conocidas.

$$P_1 = \frac{P}{H \sqrt{H}}$$

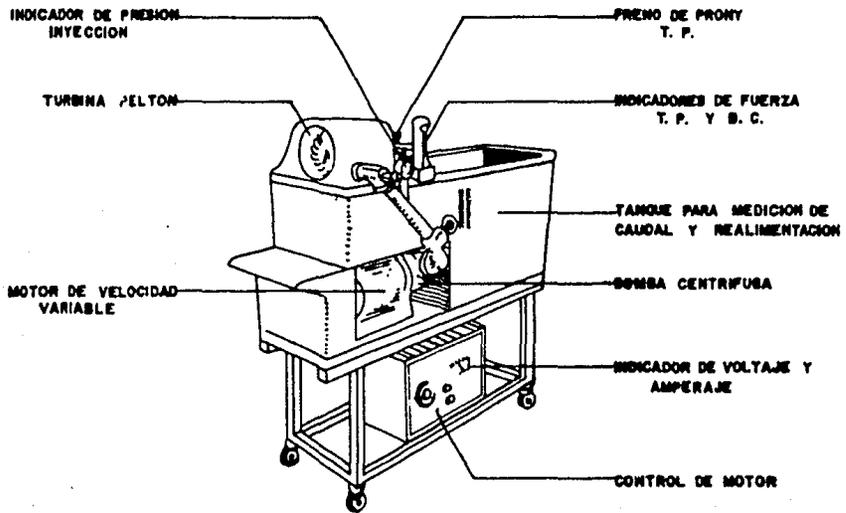
$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

En donde:

P_1 = Potencia de la rueda funcionando bajo 1 mt. de caída.

n_1 = Número de revoluciones por minuto de la rueda funcionando bajo 1 mt. de caída.

La representación gráfica de la función (P,n) es una superficie que se traza en el plano (P_1, n_1) por las proyecciones de las curvas de igual eficiencia.



BANCO DE PRUEBAS

FIG. 4.1

4.2.- Pruebas y curvas.

El trazo de las curvas características se basa en los siguientes principios:

- a) Un conocimiento de todas las longitudes y diámetros de tuberías, diámetros de orificios, máquinas conectadas al sistema y su instrumentación como son; manómetros, flujómetros, vóltmetros, ampérmetros etc..
- b) En una tubería la energía relacionada por la pérdida de carga por fricción, a lo largo de esa tubería y esa pérdida es proporcional al cuadrado de la velocidad, es decir al cuadrado del gasto. Entonces la función $H = f(Q)$, será una parábola.
- c) En un recipiente con un orificio, ó una tubería rematando en un chiflón, la energía en el chorro a la salida, queda determinada por $V^2/2g$. La carga representativa de está energía es proporcional al cuadrado del gasto y tenemos nuevamente la función $H = f(Q)$, una parábola.
- d) En el conjunto de tubería chiflón, en la tubería $H = f(Q)$ es una parábola, en el chiflón $H = f(Q)$ también es una parábola la suma de las dos parábolas es una nueva parábola que nos representará la función $f(Q, F)$ del sistema.

Si el sistema está bajo la carga habrá necesidad de concer y conservar siempre esa carga 'H', habrá una variación de 'Q' y la función $H = f(Q)$ será siempre una parábola.

En el caso de una turbina Pelton tendremos parábolas diferentes para cada posición de apertura de la aguja del chiflón.

Datos de la turbina y accesorios.

Radio del brazo del freno	160 mm.
Dinamómetro	0 - 30 N
Manómetro	0 - 30 m.c.a.
Vertedero	0 - 0.3 m ³ /min.

Fórmulas y cálculos.

La carga en una turbina de impulso es corregida sumando la lectura del indicador de presión más la energía de velocidad del chorro $V^2/2g$, donde se encuentra colocado el manómetro en la tubería a la turbina.

La descarga es medida por el vertedero triangular colocado en el canal. El producto de la carga por la descarga, corregida por las constantes dependiendo de las unidades involucradas, nos da la potencia del agua en la entrada.

De aquí y utilizando el sistema internacional de unidades, nos queda que la potencia en el agua:

$$P_h = \frac{(H + V^2/2g) \times Q \times 1000}{102} \quad \text{KW}$$

donde:

$$1000 \text{ Kg/m}^3 = \text{Peso específico del agua.}$$

$$102 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg.}} = 1 \text{ KW}$$

La potencia en la salida (eje), es el producto del torque por la velocidad. Nuevamente utilizando el sistema internacional:

$$P_m = T \times n/1000$$

$$P_m = \frac{F \times R \times 2\pi \times n}{60000} \quad \text{KW}$$

La eficiencia total de la turbina.

$$\eta = \frac{P_m}{P_h}$$

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Datos de Entrada.				Datos de Salida.		
		Apertura Chiflón.	Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
01	5	1/4	0.001033	1140	0.08	0.0514	0.0096	18.68
02	5	1/4	0.001033	0.00	0.72	0.0514	0.0000	00.00
03	5	1/4	0.001033	1030	0.16	0.0514	0.0173	33.66
04	5	1/4	0.001033	743	0.32	0.0514	0.0250	48.64
05	5	1/4	0.001033	245	0.48	0.0514	0.0123	23.93
06	5	1/2	0.001700	1225	0.080	0.0867	0.0100	11.53
07	5	1/2	0.001700	0.00	0.936	0.0867	0.0000	00.00
08	5	1/2	0.001700	1200	0.160	0.0867	0.0201	23.19
09	5	1/2	0.001700	1050	0.320	0.0867	0.0352	40.60
10	5	1/2	0.001700	925	0.480	0.0867	0.0480	53.03
11	5	1/2	0.001700	760	0.640	0.0867	0.0510	58.82
12	5	1/2	0.001700	410	0.800	0.0867	0.0344	39.68
13	5	3/4	0.002200	1250	0.08	0.1150	0.0110	09.57
14	5	3/4	0.002200	0.00	1.12	0.1150	0.0000	00.00
15	5	3/4	0.002200	1195	0.16	0.1150	0.0200	17.39
16	5	3/4	0.002200	1100	0.32	0.1150	0.0369	32.09
17	5	3/4	0.002200	1005	0.48	0.1150	0.0510	44.35
18	5	3/4	0.002200	920	0.64	0.1150	0.0617	53.05
19	5	3/4	0.002200	760	0.80	0.1150	0.0771	67.04
20	5	3/4	0.002200	620	0.96	0.1150	0.0623	54.20

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón	Datos de Entrada.			Datos de Salida.			Eficiencia (%)
			Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)		
21	5	1/1	0.00233	1273	0.08	0.1230	0.0107	08.70	
22	5	1/1	0.00233	0.00	1.28	0.1230	0.0000	00.00	
23	5	1/1	0.00233	1200	0.16	0.1230	0.0200	16.00	
24	5	1/1	0.00233	1130	0.32	0.1230	0.0379	30.81	
25	5	1/1	0.00233	1040	0.48	0.1230	0.0523	42.52	
26	5	1/1	0.00233	920	0.64	0.1230	0.0617	50.16	
27	5	1/1	0.00233	850	0.80	0.1230	0.0712	57.89	
28	5	1/1	0.00233	665	0.96	0.1230	0.0669	54.39	
29	5	1/1	0.00233	225	1.12	0.1230	0.0264	21.46	
30	10	1/4	0.00125	1750	0.08	0.1240	0.0150	12.15	
31	10	1/4	0.00125	0.00	1.20	0.1240	0.0000	00.00	
32	10	1/4	0.00125	1694	0.16	0.1240	0.0280	22.70	
33	10	1/4	0.00125	1530	0.32	0.1240	0.0510	41.30	
34	10	1/4	0.00125	1400	0.48	0.1240	0.0710	56.70	
35	10	1/4	0.00125	1245	0.64	0.1240	0.0830	67.20	
36	10	1/4	0.00125	1040	0.80	0.1240	0.0870	70.50	
37	10	1/4	0.00125	768	0.96	0.1240	0.0770	62.37	
38	10	1/4	0.00125	380	1.12	0.1240	0.0450	36.50	
39	10	1/2	0.00225	1838	0.08	0.2230	0.0154	06.90	
40	10	1/2	0.00225	0.00	1.84	0.2230	0.0000	00.00	

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Datos de Entrada.

Datos de Salida.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón	Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
41	10	1/2	0.00225	1800	0.16	0.2230	0.0300	13.44
42	10	1/2	0.00225	1715	0.32	0.2230	0.0580	26.00
43	10	1/2	0.00225	1600	0.48	0.2230	0.0800	36.00
44	10	1/2	0.00225	1530	0.64	0.2230	0.1030	46.00
45	10	1/2	0.00225	1470	0.80	0.2230	0.1230	55.10
46	10	1/2	0.00225	1370	0.96	0.2230	0.1380	61.82
47	10	1/2	0.00225	1278	1.12	0.2230	0.1500	67.20
48	10	1/2	0.00225	1160	1.28	0.2230	0.1600	71.70
49	10	1/2	0.00225	1040	1.44	0.2230	0.1670	74.80
50	10	1/2	0.00225	760	1.60	0.2230	0.1270	56.90
51	10	1/2	0.00225	495	1.76	0.2230	0.0910	40.80
52	10	3/4	0.00283	1850	0.12	0.2890	0.0230	08.12
53	10	3/4	0.00283	0.00	2.08	0.2890	0.0000	00.00
54	10	3/4	0.00283	1745	0.32	0.2890	0.0590	20.60
55	10	3/4	0.00283	1640	0.48	0.2890	0.0830	29.00
56	10	3/4	0.00283	1568	0.64	0.2890	0.0110	38.50
57	10	3/4	0.00283	1500	0.80	0.2890	0.1260	44.10
58	10	3/4	0.00283	1400	0.96	0.2890	0.1400	49.00
59	10	3/4	0.00283	1335	1.12	0.2890	0.1570	55.65
60	10	3/4	0.00283	1235	1.28	0.2890	0.1660	58.10

Hoja de Prueba de turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Datos de Entrada.			Datos de Salida.		
			Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
61	10	3/4	0.00283	1165	1.44	0.289	0.176	61.60
62	10	3/4	0.00283	1080	1.60	0.289	0.181	63.30
63	10	3/4	0.00283	995	1.76	0.289	0.183	64.30
64	10	3/4	0.00283	750	1.92	0.289	0.150	52.50
65	10	1/1	0.00300	2050	0.12	0.313	0.026	08.30
66	10	1/1	0.00300	0.00	2.48	0.313	0.000	00.00
67	10	1/1	0.00300	2000	0.32	0.313	0.067	20.40
68	10	1/1	0.00300	1660	0.48	0.313	0.083	26.50
69	10	1/1	0.00300	1600	0.64	0.313	0.110	35.10
70	10	1/1	0.00300	1525	0.80	0.313	0.130	41.50
71	10	1/1	0.00300	1460	0.96	0.313	0.150	47.85
72	10	1/1	0.00300	1380	1.12	0.313	0.160	51.04
73	10	1/1	0.00300	1305	1.28	0.313	0.175	55.80
74	10	1/1	0.00300	1220	1.44	0.313	0.184	58.70
75	10	1/1	0.00300	1115	1.60	0.313	0.187	60.00
76	10	1/1	0.00300	1035	1.76	0.313	0.190	61.00
77	10	1/1	0.00300	940	1.92	0.313	0.189	60.03
78	10	1/1	0.00300	745	2.08	0.313	0.166	52.90
79	10	1/1	0.00300	455	2.24	0.313	0.106	34.00
80	15	1/4	0.00150	2400	0.08	0.223	0.020	09.00

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Datos de Entrada.			Datos de Salida.		
			Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia. (%)
81	15	1/4	0.0015	0.00	1.92	0.223	0.000	00.00
82	15	1/4	0.0015	2300	0.32	0.223	0.077	34.50
83	15	1/4	0.0015	1930	0.48	0.223	0.097	43.50
84	15	1/4	0.0015	1860	0.64	0.223	0.125	56.00
85	15	1/4	0.0015	1700	0.80	0.223	0.142	63.60
86	15	1/4	0.0015	1560	0.96	0.223	0.157	70.33
87	15	1/4	0.0015	1420	1.12	0.223	0.166	74.40
88	15	1/4	0.0015	1070	1.28	0.223	0.143	63.60
89	15	1/4	0.0015	970	1.44	0.223	0.146	65.50
90	15	1/4	0.0015	640	1.60	0.223	0.107	45.70
91	15	1/4	0.0015	275	1.76	0.223	0.051	22.90
92	15	1/2	0.0025	2510	0.16	0.379	0.042	11.10
93	15	1/2	0.0025	0.00	2.84	0.379	0.000	00.00
94	15	1/2	0.0025	2350	0.48	0.379	0.118	31.15
95	15	1/2	0.0025	2250	0.64	0.379	0.151	39.86
96	15	1/2	0.0025	2012	1.12	0.379	0.236	62.30
97	15	1/2	0.0025	1674	1.44	0.379	0.252	66.53
98	15	1/2	0.0025	1530	1.76	0.379	0.282	74.45
99	15	1/2	0.0025	1300	2.08	0.379	0.283	74.70
100	15	1/2	0.0025	974	2.40	0.379	0.245	64.68

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Datos de Entrada.				Datos de Salida.			
	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
101	15	1/2	0.0025	610	2.56	0.379	0.164	43.30
102	15	3/4	0.0030	2500	0.16	0.459	0.042	09.15
103	15	3/4	0.0030	0.00	3.44	0.459	0.000	00.00
104	15	3/4	0.0030	2300	0.48	0.459	0.116	25.27
105	15	3/4	0.0030	2250	0.80	0.459	0.188	40.96
106	15	3/4	0.0030	2150	1.12	0.459	0.252	54.91
107	15	3/4	0.0030	2000	1.44	0.459	0.302	65.80
108	15	3/4	0.0030	1605	1.76	0.459	0.296	64.50
109	15	3/4	0.0030	1565	2.08	0.459	0.341	74.30
110	15	3/4	0.0030	1382	2.40	0.459	0.347	75.61
111	15	3/4	0.0030	960	2.72	0.459	0.273	59.48
112	15	3/4	0.0030	790	3.04	0.459	0.251	54.69
113	15	3/4	0.0030	400	3.36	0.459	0.141	30.72
114	15	1/1	0.0036	2550	0.20	0.572	0.053	09.34
115	15	1/1	0.0036	2350	0.48	0.572	0.118	20.03
116	15	1/1	0.0036	0.00	3.52	0.572	0.000	00.00
117	15	1/1	0.0036	2200	0.80	0.572	0.184	32.17
118	15	1/1	0.0036	2120	1.12	0.572	0.249	43.53
119	15	1/1	0.0036	2000	1.44	0.572	0.302	52.79
120	15	1/1	0.0036	1680	1.76	0.572	0.309	54.00

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Datos de Entrada.			Datos de Salida.			Eficiencia (%)
			Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)		
121	15	1/1	0.0036	1525	2.24	0.572	0.358	62.58	
122	15	1/1	0.0036	1375	2.56	0.572	0.369	64.51	
123	15	1/1	0.0036	1084	2.88	0.572	0.327	57.16	
124	15	1/1	0.0036	784	3.20	0.572	0.262	45.80	
125	15	1/1	0.0036	500	3.36	0.572	0.176	30.79	
126	20	1/4	0.0018	2790	0.12	0.363	0.037	10.30	
127	20	1/4	0.0018	0.00	2.32	0.363	0.000	00.00	
128	20	1/4	0.0018	2550	0.32	0.363	0.085	23.00	
129	20	1/4	0.0018	2400	0.48	0.363	0.120	33.00	
130	20	1/4	0.0018	2360	0.64	0.363	0.151	45.59	
131	20	1/4	0.0018	2250	0.80	0.363	0.188	51.92	
132	20	1/4	0.0018	2190	0.96	0.363	0.220	60.60	
133	20	1/4	0.0018	2030	1.12	0.363	0.238	65.56	
134	20	1/4	0.0018	1730	1.28	0.363	0.272	74.92	
135	20	1/4	0.0018	1538	1.44	0.363	0.232	63.91	
136	20	1/4	0.0018	1360	1.60	0.363	0.228	62.80	
137	20	1/4	0.0018	1142	1.76	0.363	0.210	57.85	
138	20	1/4	0.0018	950	1.92	0.363	0.191	52.61	
139	20	1/4	0.0018	730	2.08	0.363	0.160	44.07	
140	20	1/2	0.0030	2850	0.16	0.627	0.047	07.62	

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Datos de Entrada.			Datos de Salida.		
			Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
141	20	1/2	0.0030	0.00	3.68	0.627	0.000	00.00
142	20	1/2	0.0030	2680	0.48	0.627	0.185	21.53
143	20	1/2	0.0030	2550	0.80	0.627	0.214	34.13
144	20	1/2	0.0030	2400	1.12	0.627	0.281	44.82
145	20	1/2	0.0030	2300	1.44	0.627	0.347	55.34
146	20	1/2	0.0030	2200	1.76	0.627	0.405	64.59
147	20	1/2	0.0030	2100	2.08	0.627	0.457	72.88
148	20	1/2	0.0030	1990	2.40	0.627	0.500	79.74
149	20	1/2	0.0030	1485	2.72	0.627	0.422	67.30
150	20	1/2	0.0030	1250	3.04	0.627	0.398	63.47
151	20	1/2	0.0030	930	3.36	0.627	0.327	52.15
152	20	1/2	0.0030	770	3.52	0.627	0.284	45.29
153	20	3/4	0.0038	2900	0.16	0.789	0.048	06.15
154	20	3/4	0.0038	0.00	4.48	0.789	0.000	00.00
155	20	3/4	0.0038	2650	0.64	0.789	0.178	22.56
156	20	3/4	0.0038	2550	0.96	0.789	0.256	32.44
157	20	3/4	0.0038	2450	1.28	0.789	0.328	41.57
158	20	3/4	0.0038	2400	1.60	0.789	0.402	50.95
159	20	3/4	0.0038	2250	1.92	0.789	0.452	57.28
160	20	3/4	0.0038	2150	2.24	0.789	0.504	63.87

Hoja de Prueba de Turbina Felton.

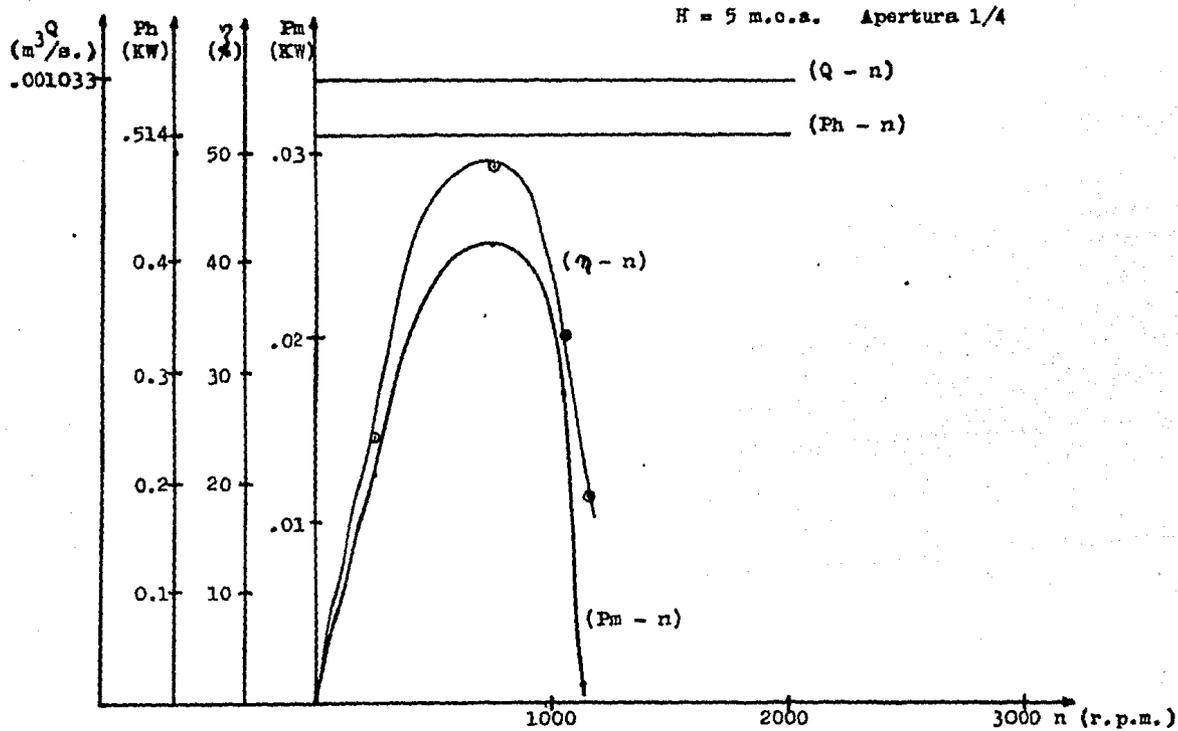
Datos de Entrada.

Datos de Salida.

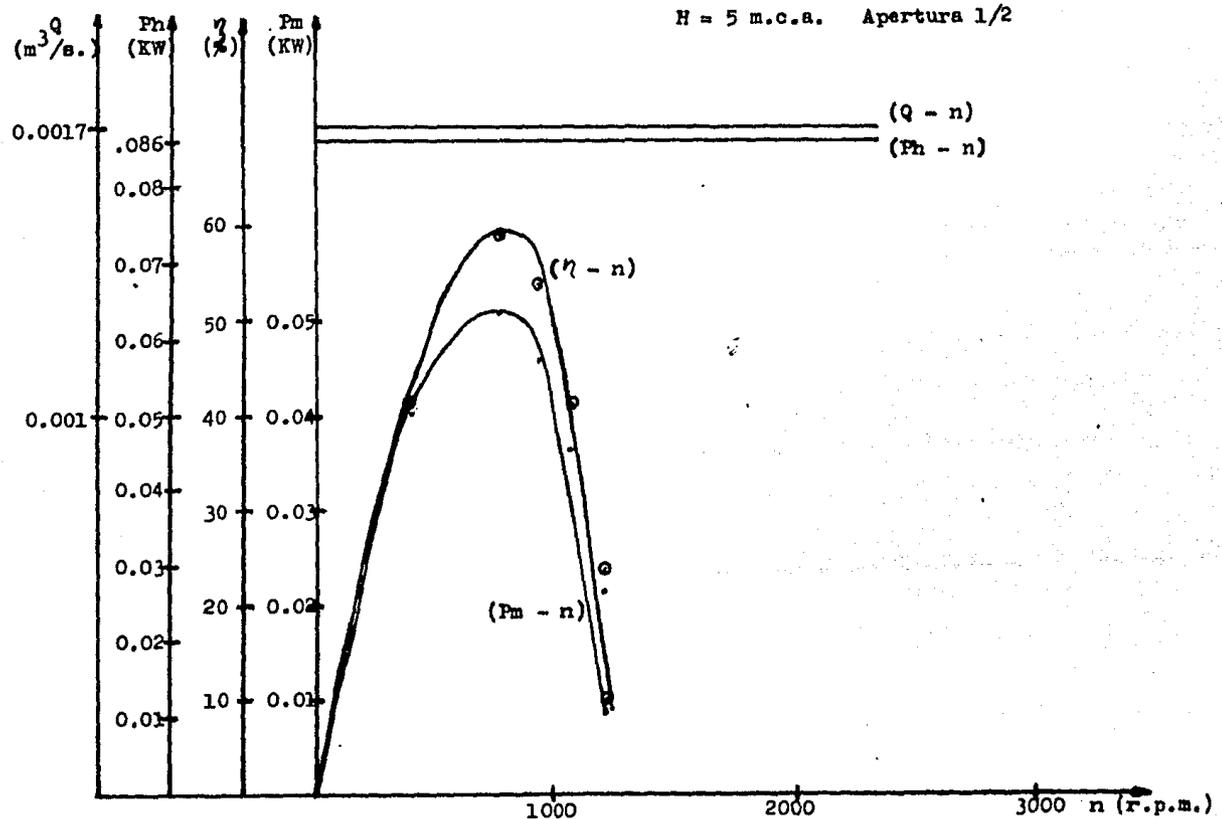
Lectura No.	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
161	20	3/4	0.0038	2050	2.56	0.789	0.550	69.70
162	20	3/4	0.0038	1735	2.88	0.789	0.523	66.28
163	20	3/4	0.0038	1580	3.20	0.789	0.529	67.04
164	20	3/4	0.0038	1355	3.52	0.789	0.499	63.24
165	20	3/4	0.0038	1105	3.84	0.789	0.444	56.27
166	20	3/4	0.0038	830	4.16	0.789	0.362	45.88
167	20	3/4	0.0038	655	4.32	0.789	0.296	37.51
168	20	1/1	0.0040	2900	0.16	0.828	0.048	05.86
169	20	1/1	0.0040	0.00	4.80	0.828	0.000	00.00
170	20	1/1	0.0040	2650	0.64	0.828	0.177	21.45
171	20	1/1	0.0040	2500	1.28	0.828	0.335	40.46
172	20	1/1	0.0040	2450	1.60	0.828	0.410	49.52
173	20	1/1	0.0040	2250	1.92	0.828	0.452	54.59
174	20	1/1	0.0040	2200	2.24	0.828	0.516	63.32
175	20	1/1	0.0040	2100	2.56	0.828	0.563	67.99
176	20	1/1	0.0040	2000	2.88	0.828	0.603	72.83
177	20	1/1	0.0040	1680	3.20	0.828	0.563	67.99
178	20	1/1	0.0040	1510	3.52	0.828	0.557	67.27
179	20	1/1	0.0040	1300	3.84	0.828	0.523	63.16
180	20	1/1	0.0040	1030	4.16	0.828	0.449	54.22

Hoja de Prueba de Turbina Pelton.

Lectura No.	Datos de Entrada.				Datos de Salida.			
	Carga m.c.a.	Apertura Chiflón.	Caudal m ³ /s	Velocidad r.p.m.	Par N-m	Potencia Ph (KW)	Potencia Pm (KW)	Eficiencia (%)
181	20	1/1	0.0040	770	4.48	0.828	0.361	43.60

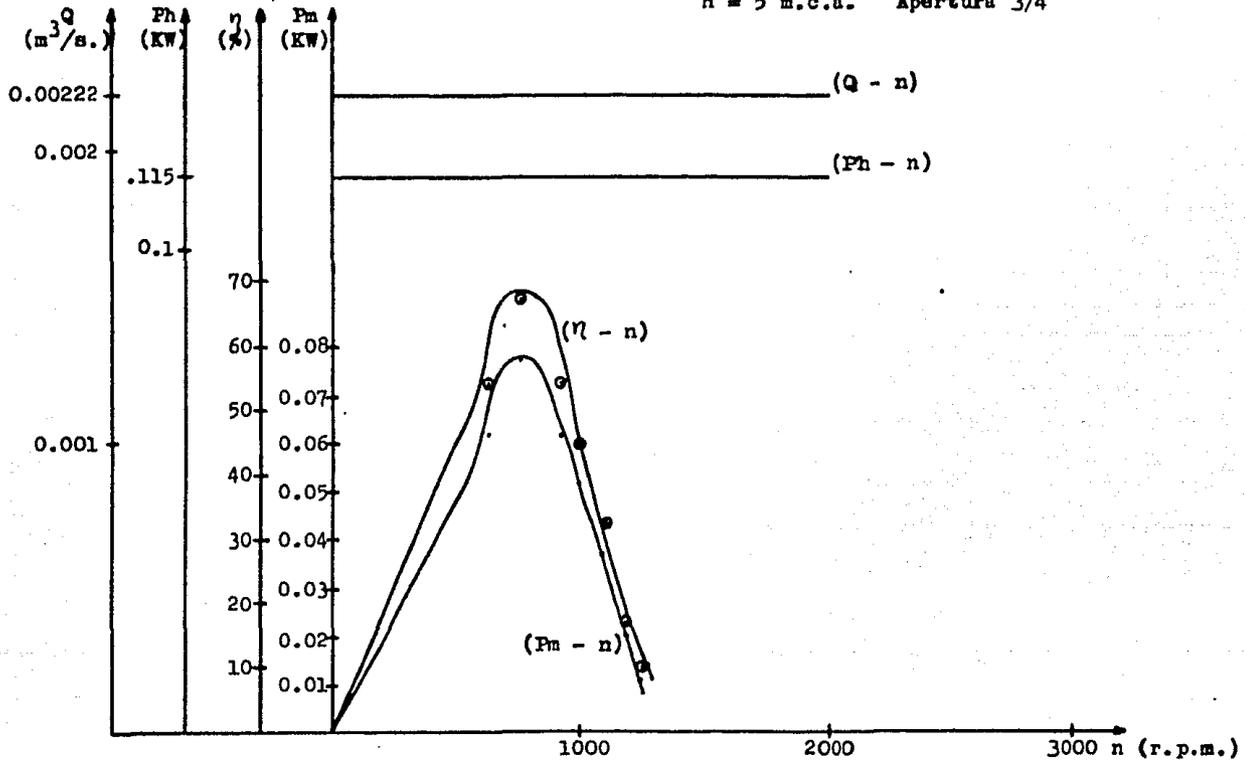


gráfica 1
Curvas características



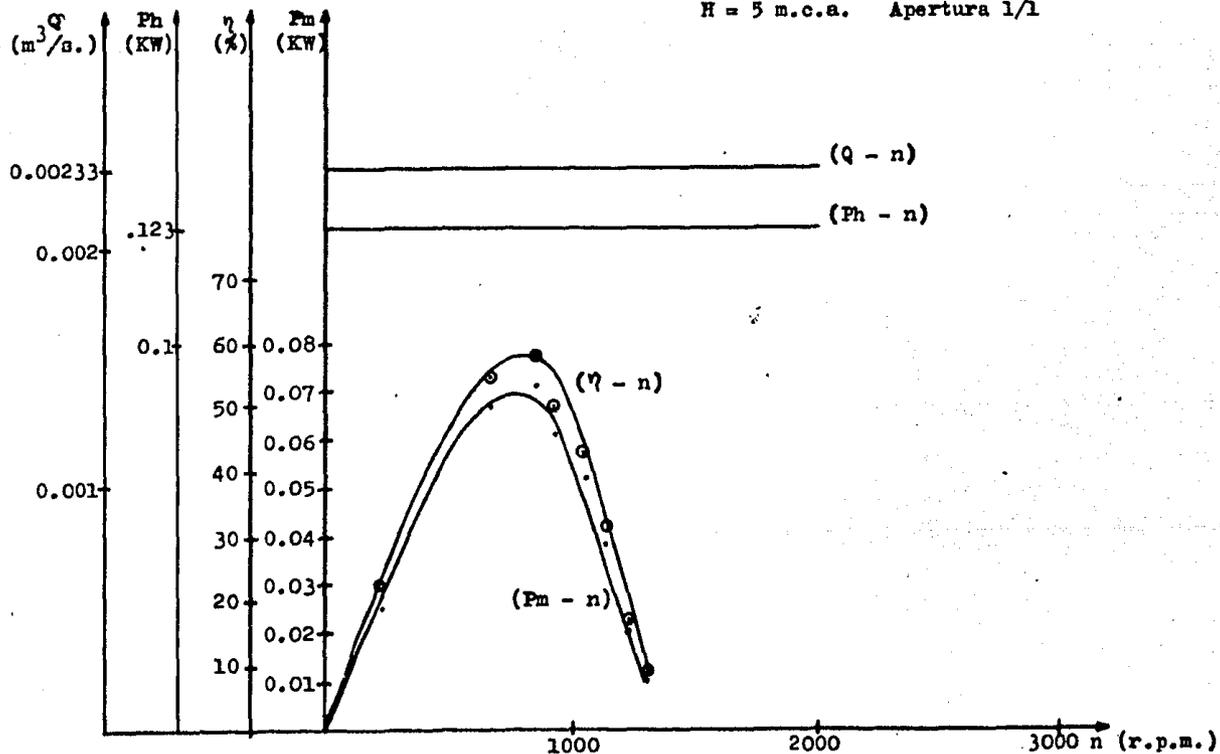
gráfica 2
Curvas características

H = 5 m.c.a. Apertura 3/4



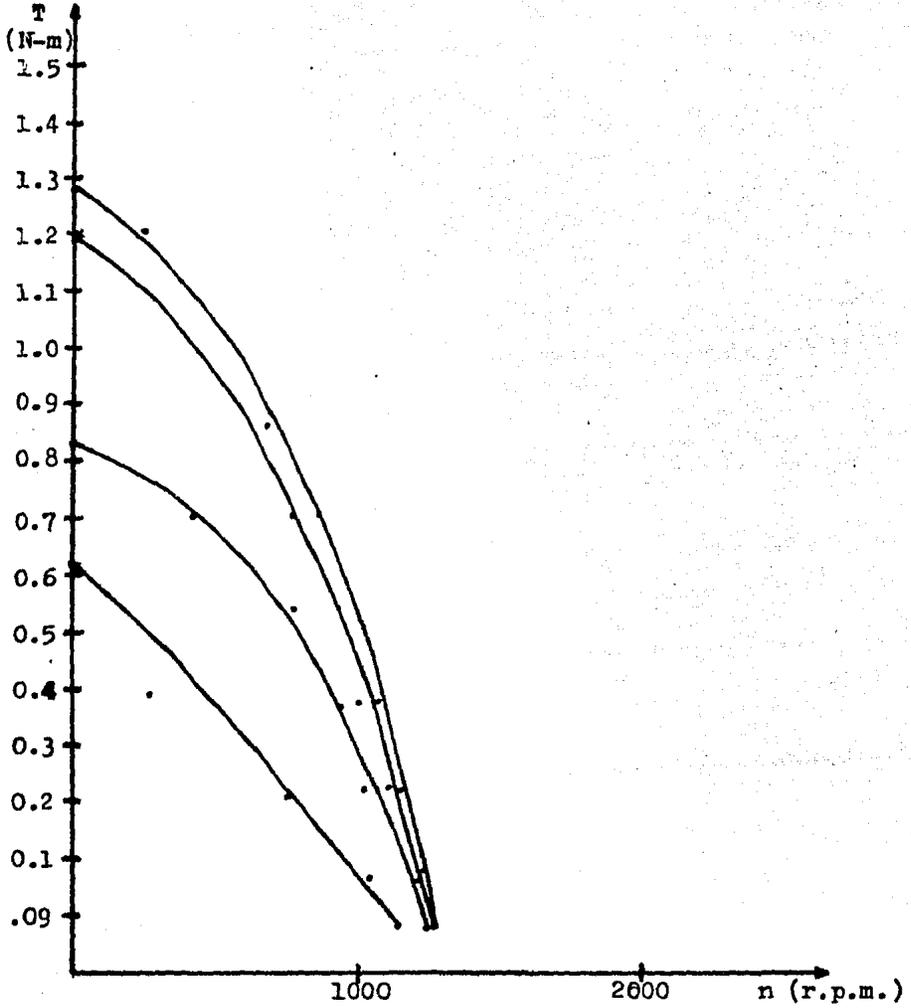
gráfica 3
Curvas características.

H = 5 m.c.a. Apertura 1/1



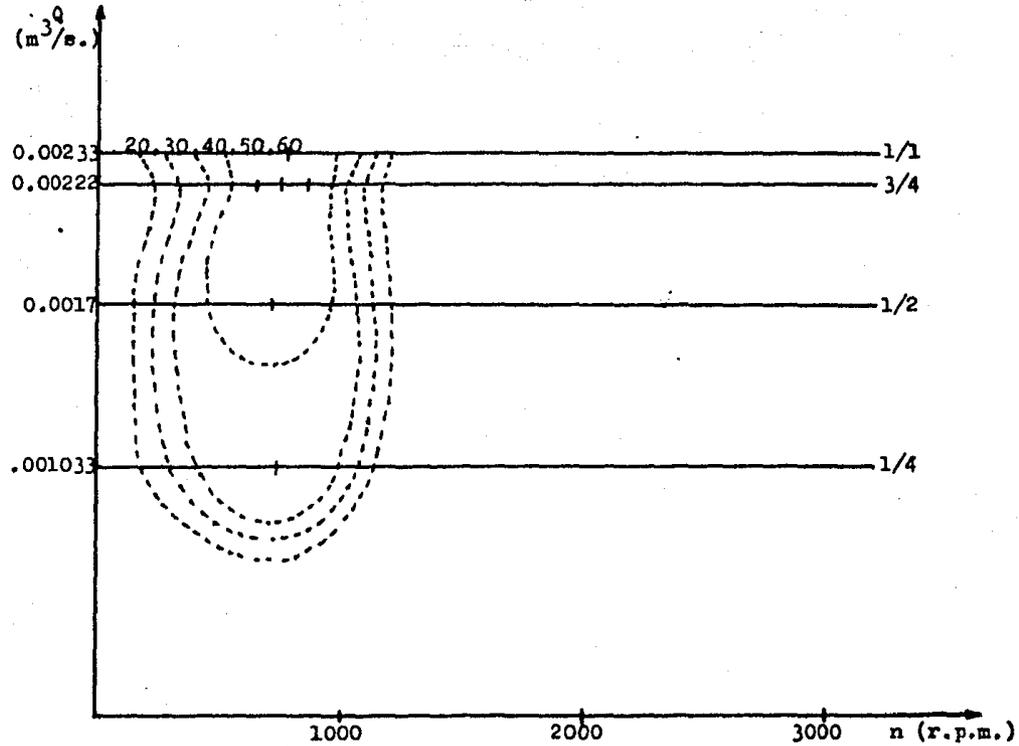
gráfica 4
Curvas características.

H = 5 m.c.a.



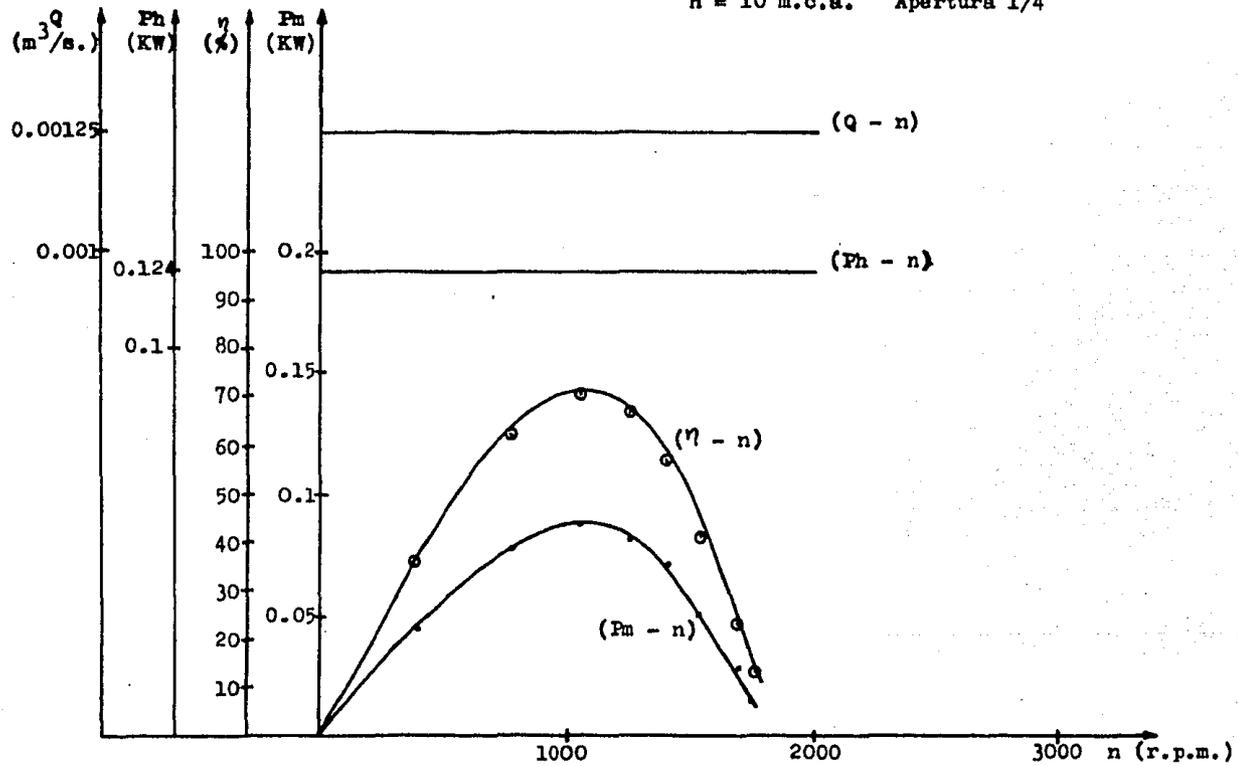
gráfica 5
Curvas características

H = 5 m.c.a.



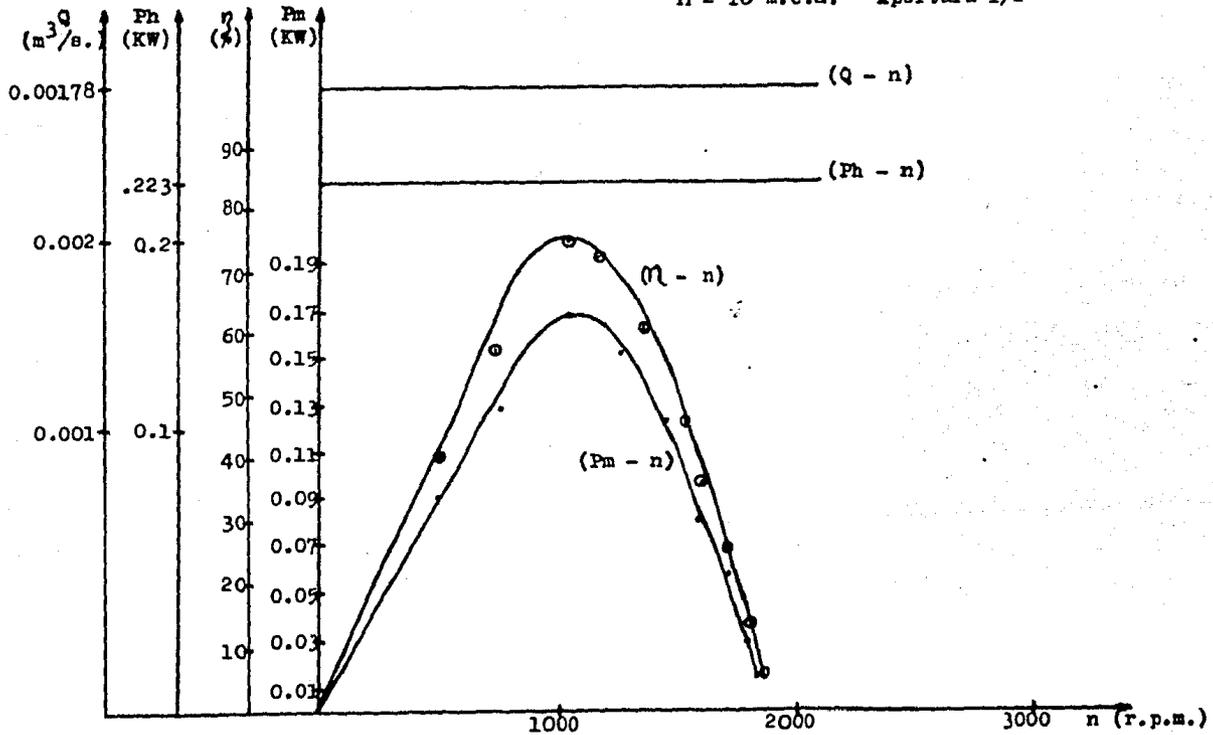
gráfica 6
Curvas características de isoeficiencia

H = 10 m.c.a. Apertura 1/4

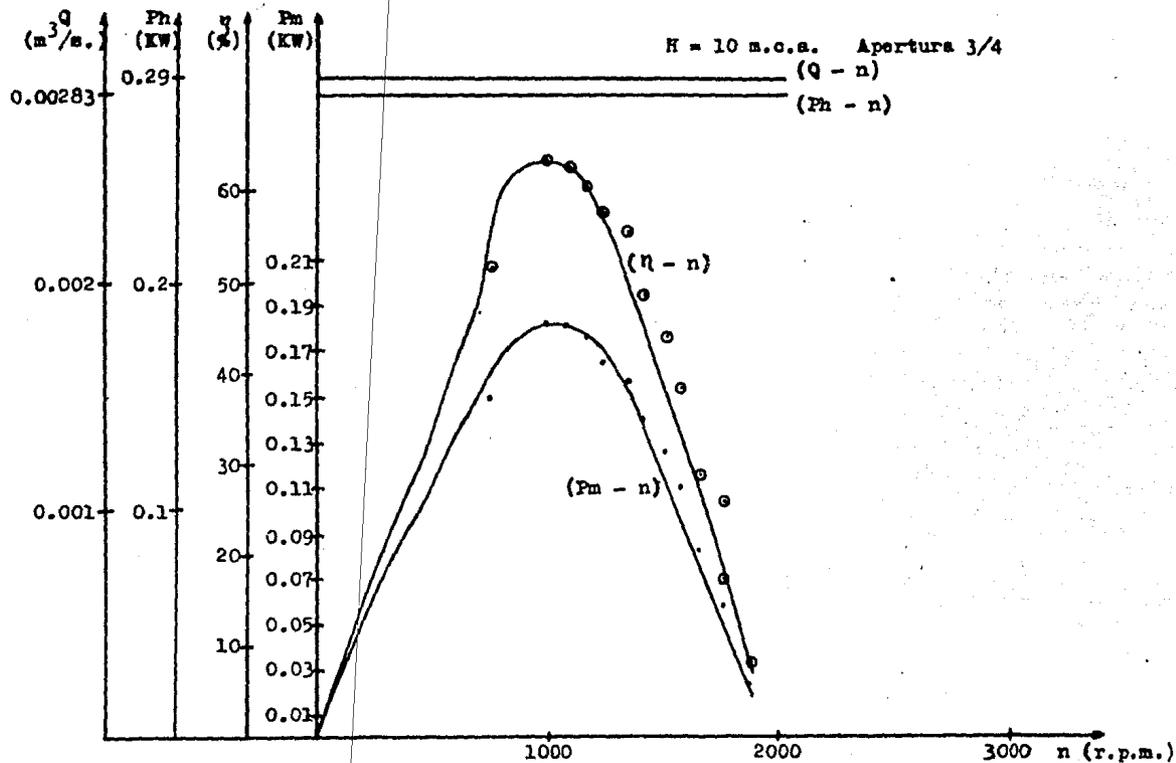


gráfica 7
Curvas características

H = 10 m.c.a. Apertura 1/2

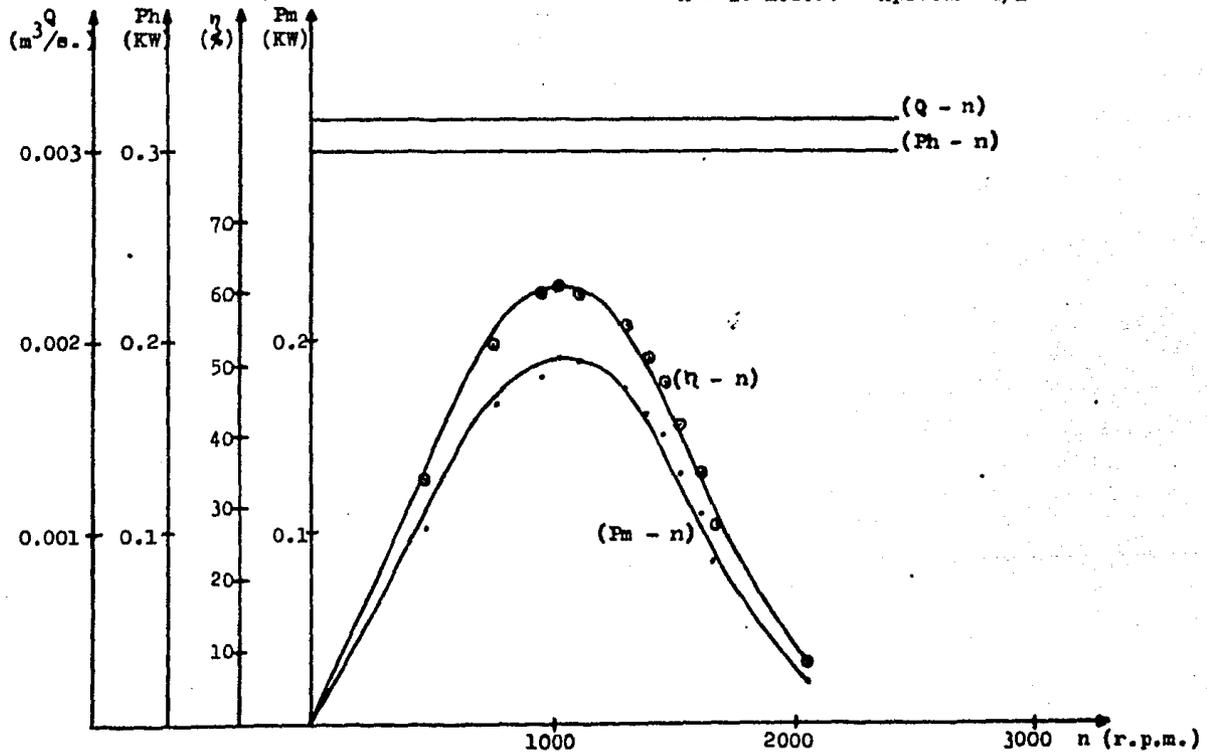


gráfica 8
Curvas características

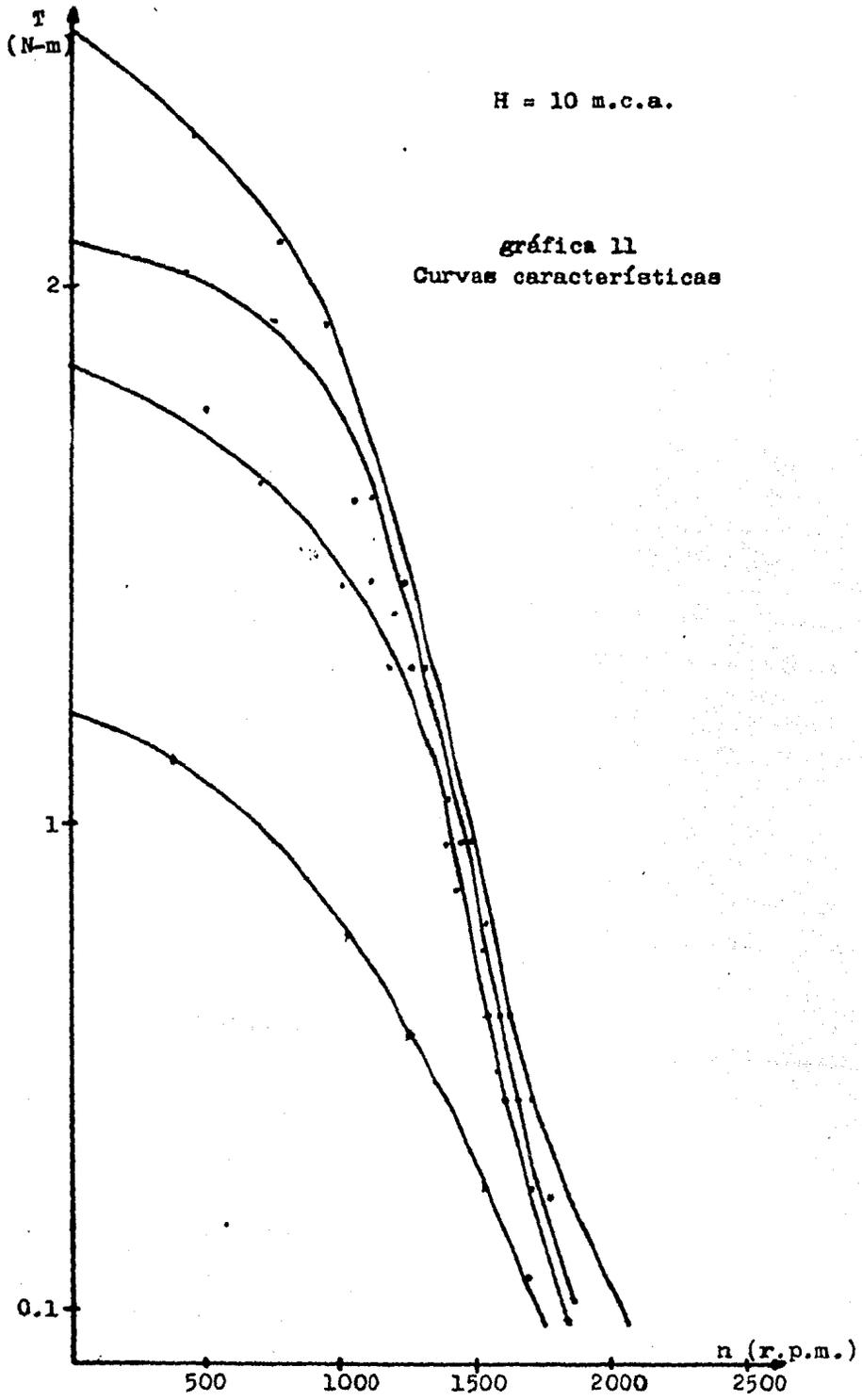


gráfica 9
Curvas características

H = 10 m.c.a. Apertura 1/1

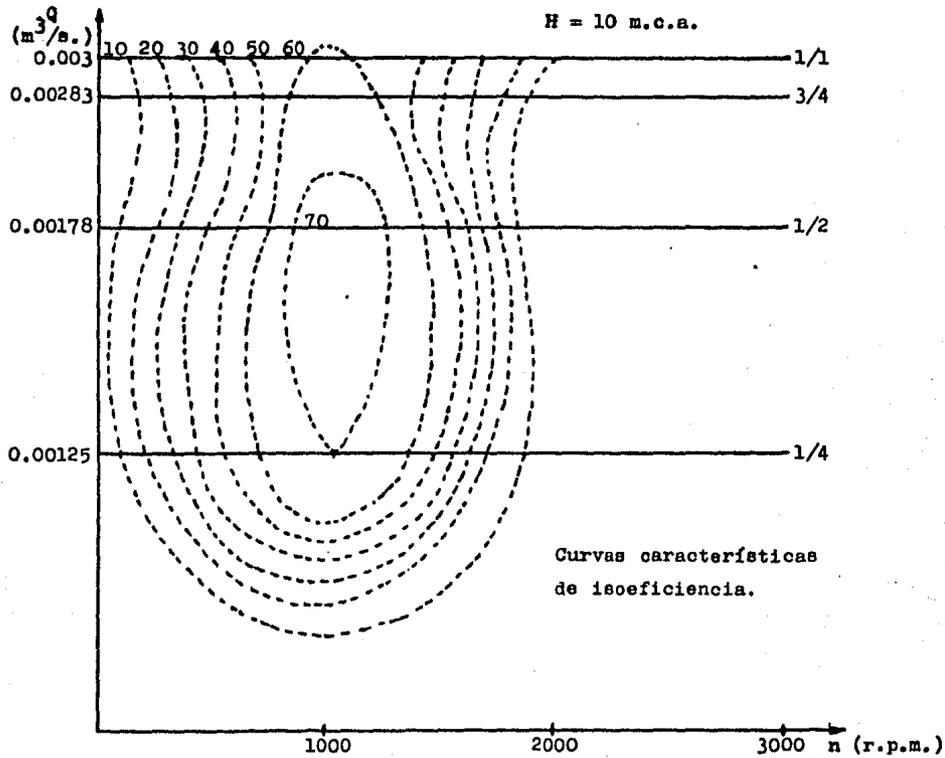


gráfica 10
Curvas características

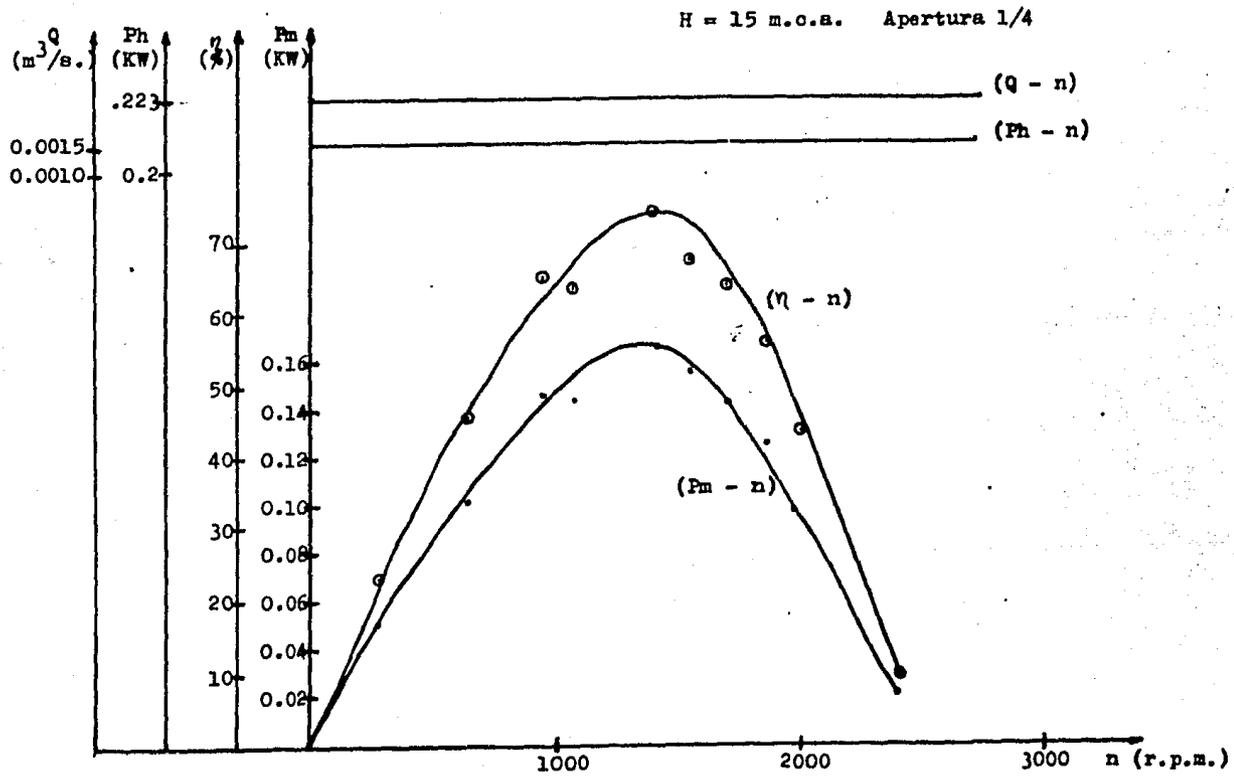


$H = 10$ m.c.a.

gráfica 11
Curvas características

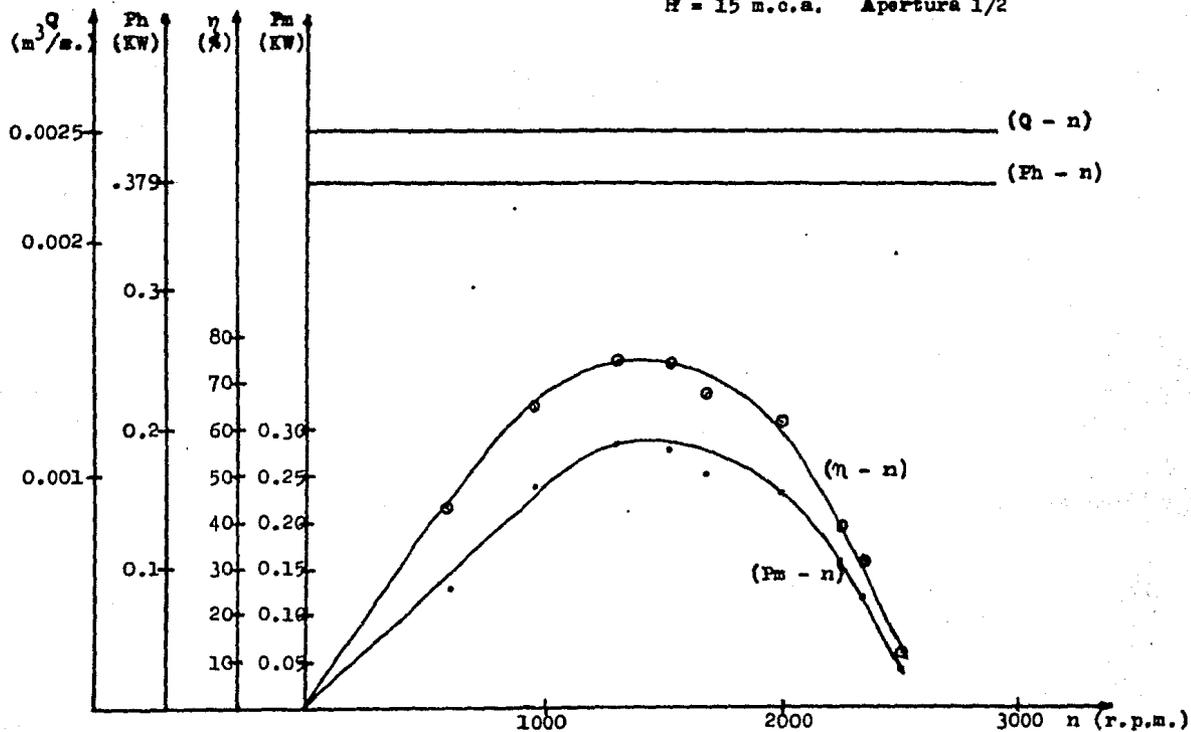


gráfica 12

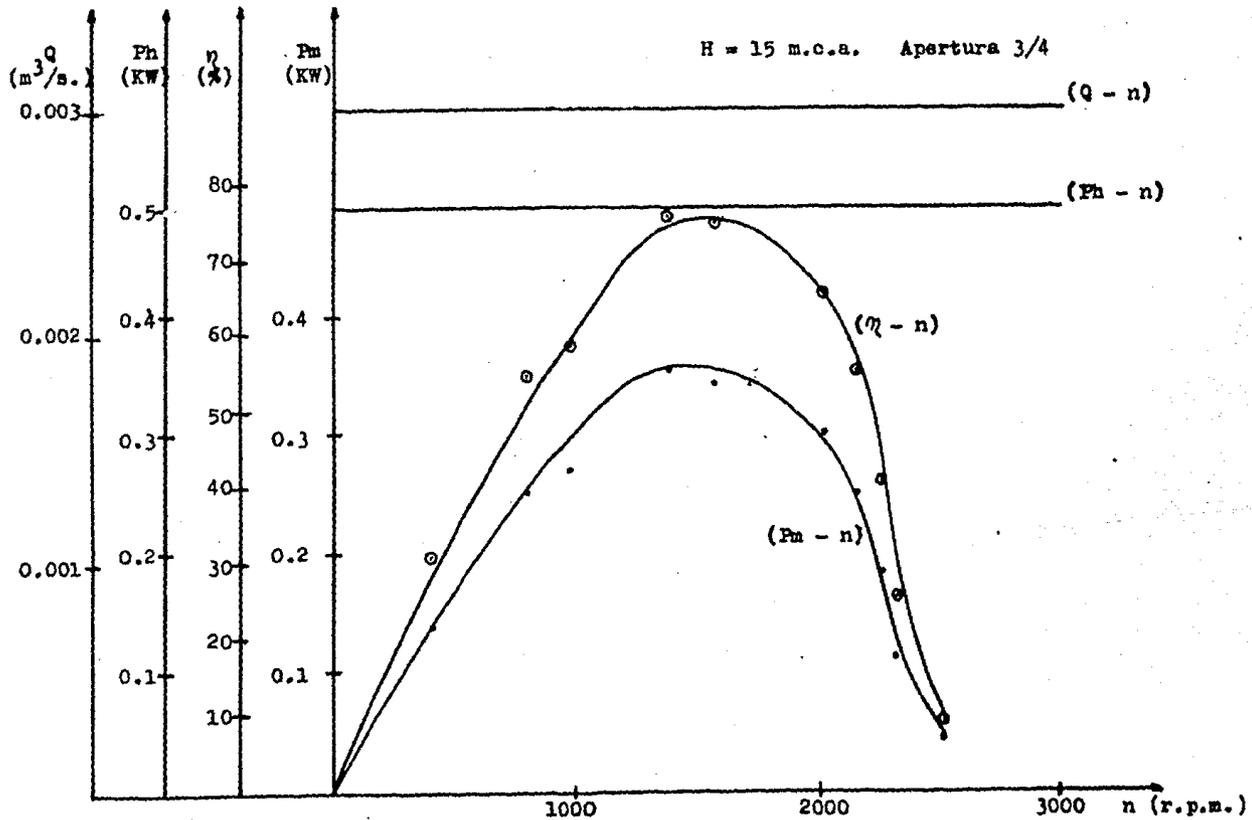


gráfica 13
Curvas características

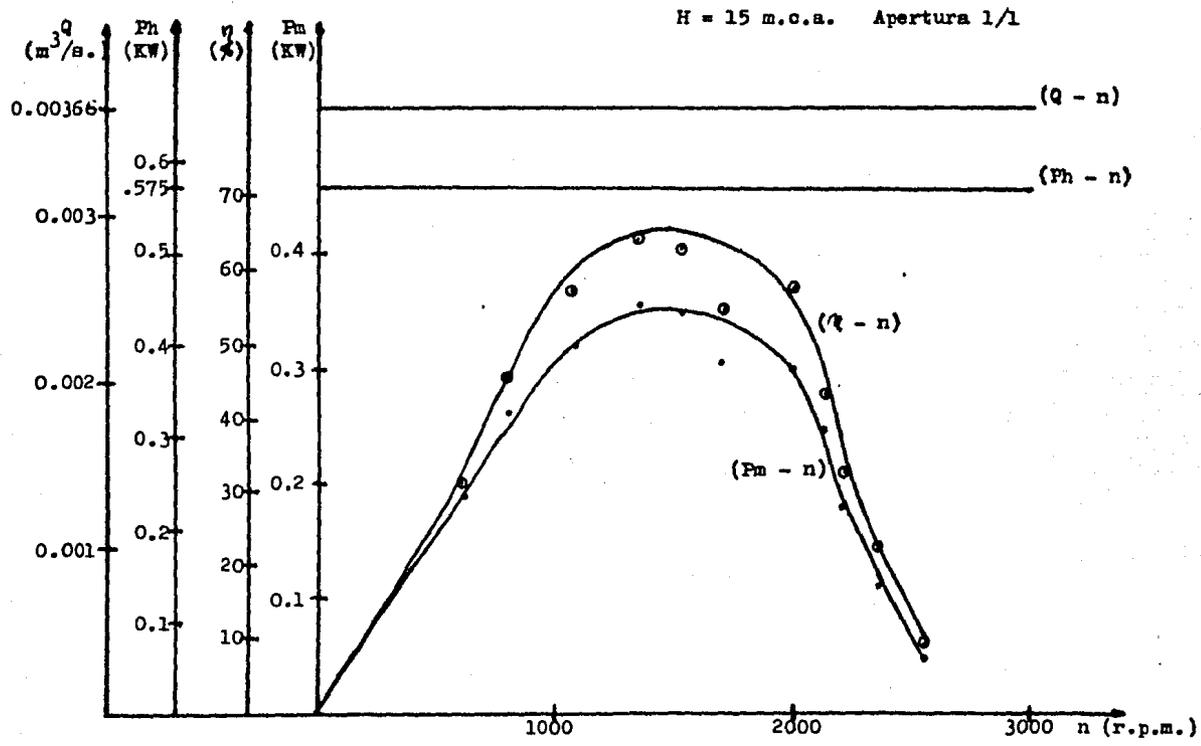
H = 15 m.c.a. Apertura 1/2



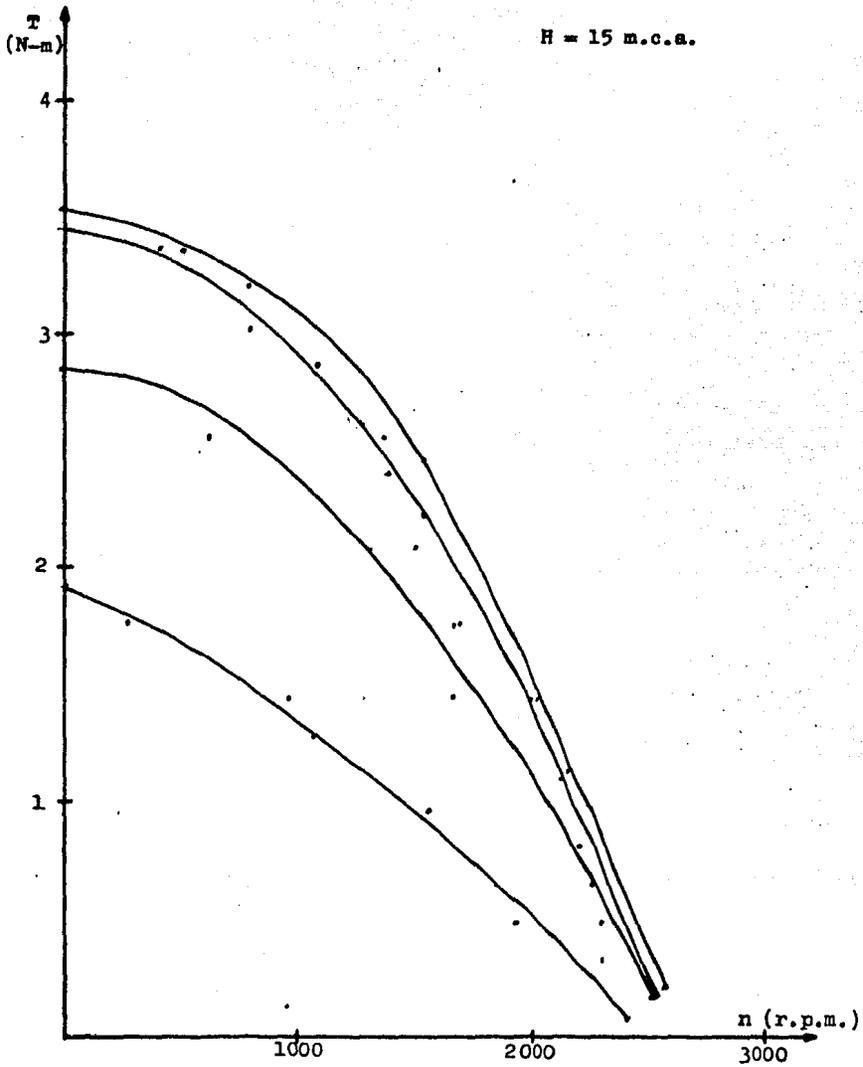
gráfica 14
Curvas características



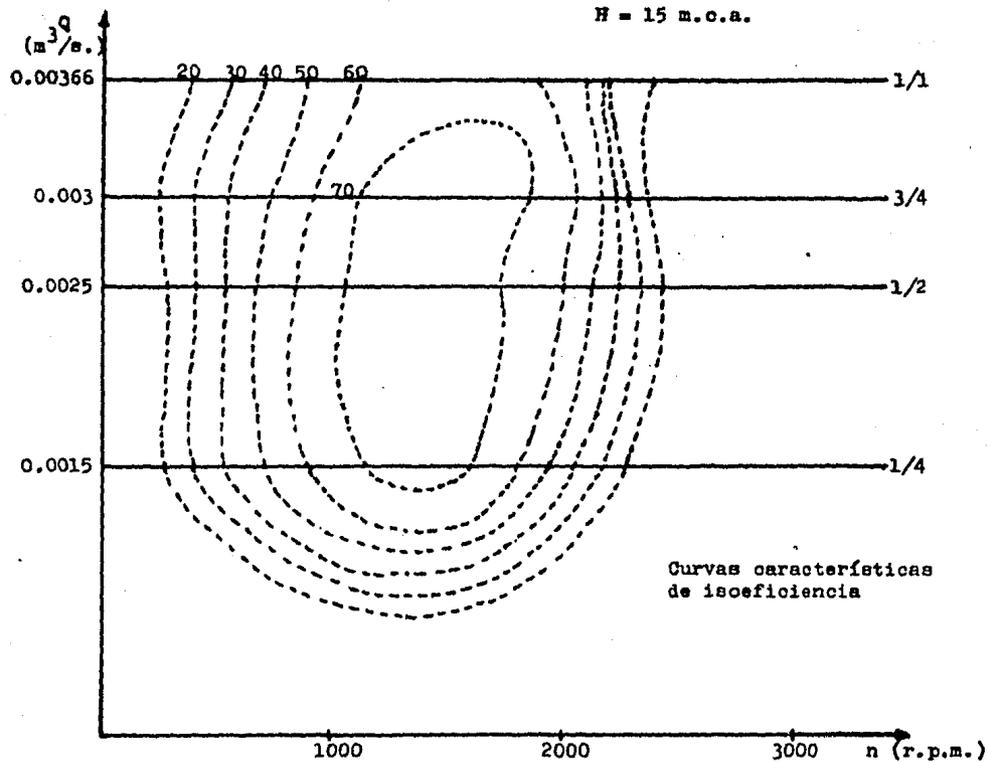
gráfica 15
Curvas características



gráfica 16
Curvas características

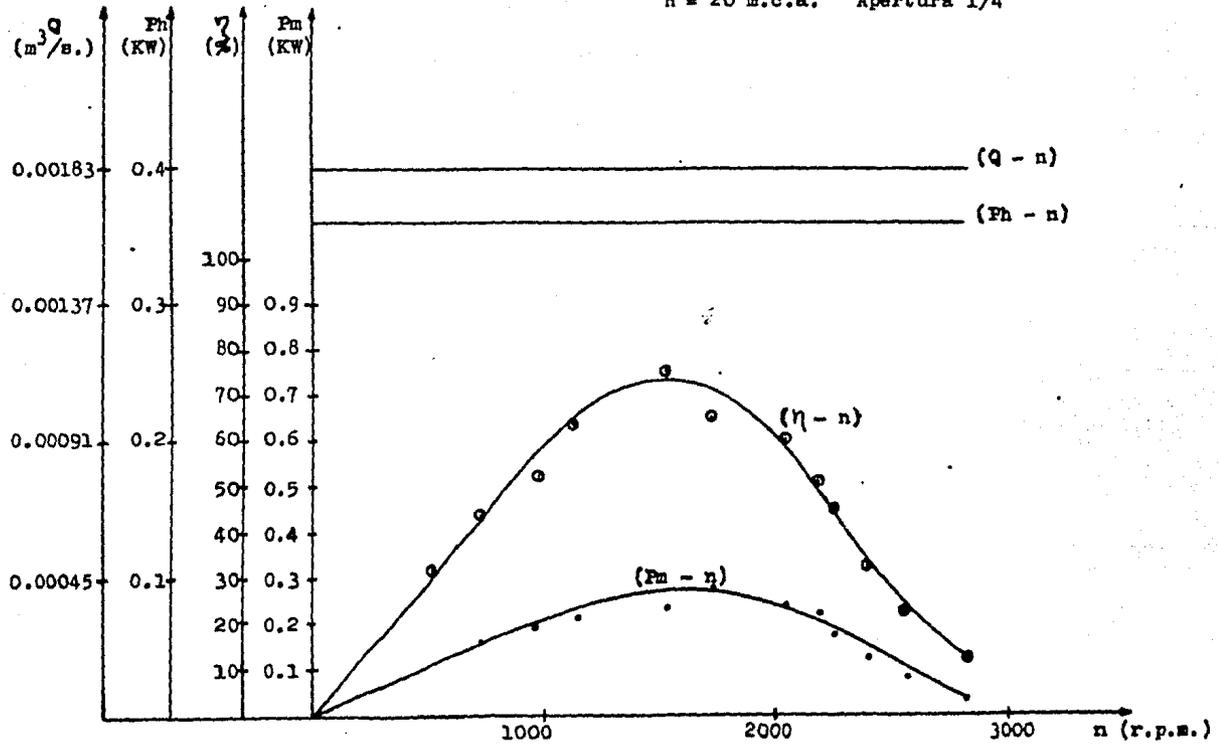


gráfica 17
Curvas características



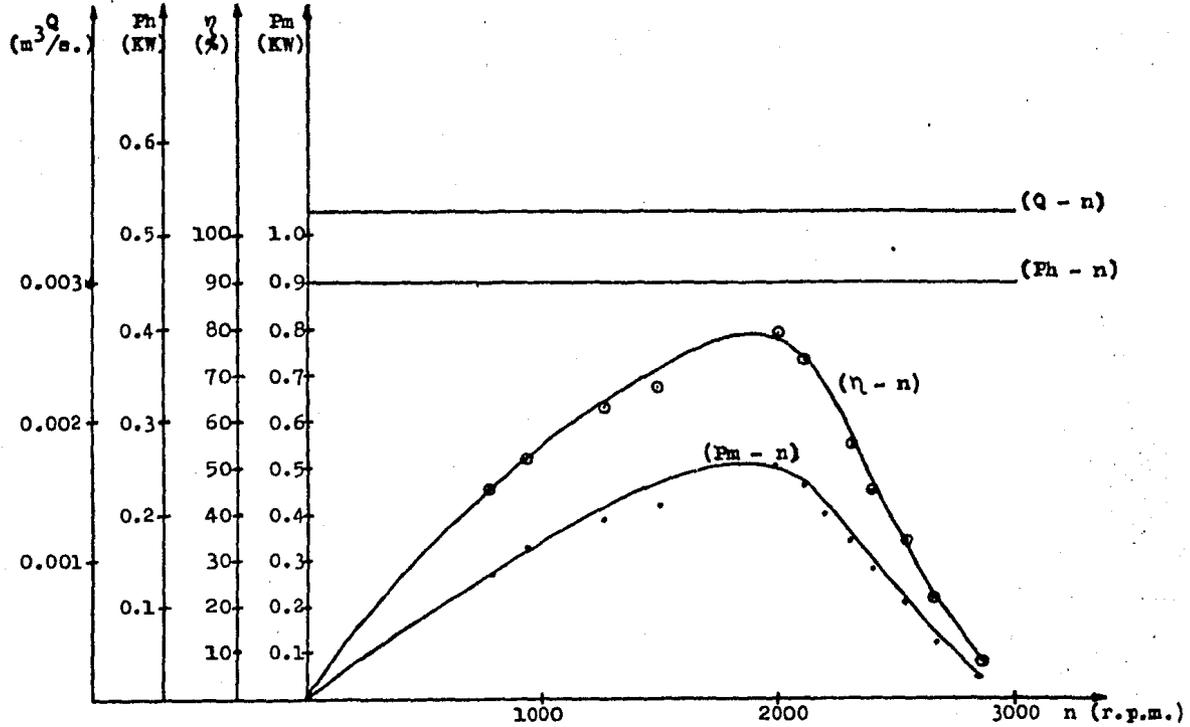
gráfica 18

H = 20 m.c.a. Apertura 1/4



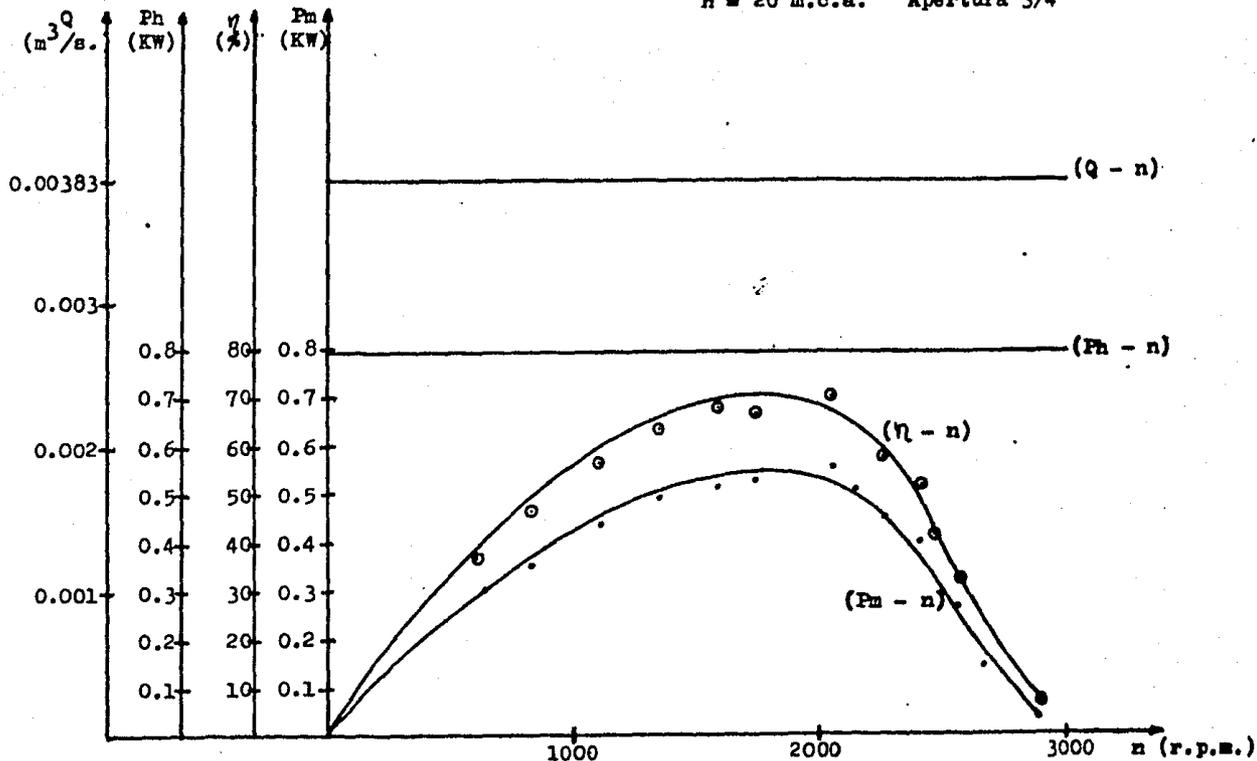
gráfica 19
Curvas características

H = 20 m.c.a. Apertura 1/2



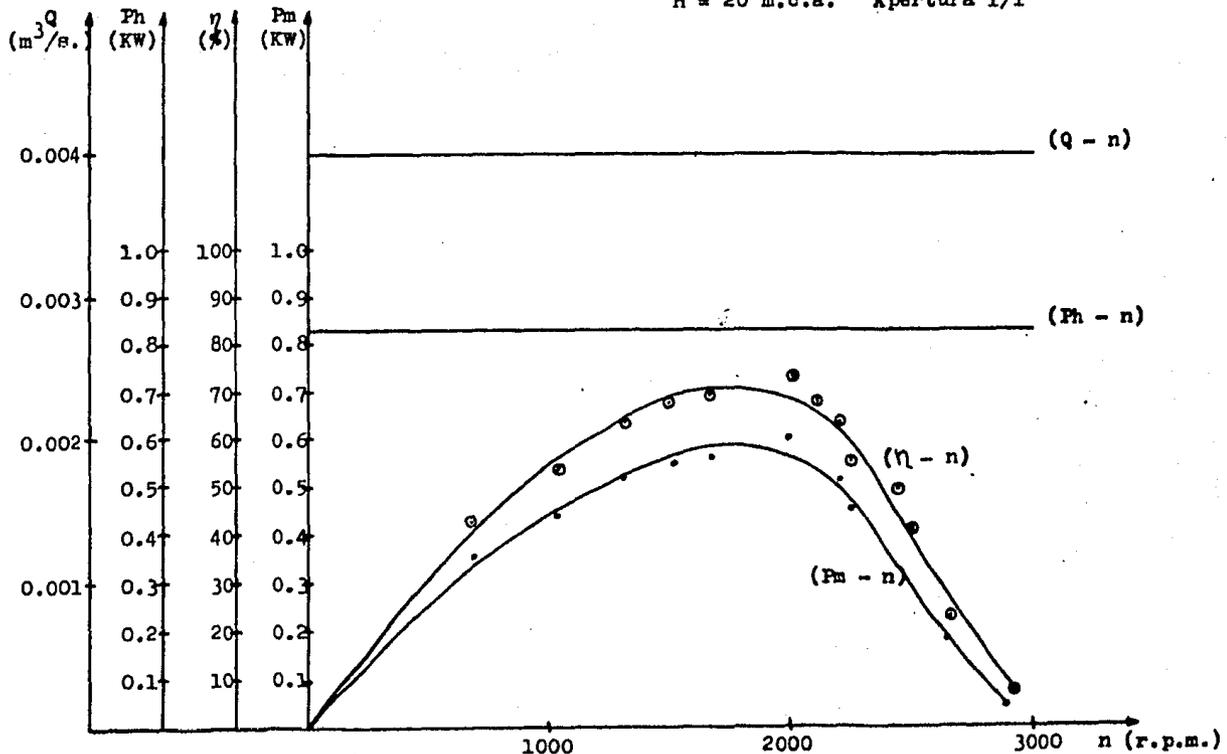
gráfica 20
Curvas características

H = 20 m.c.a. Apertura 3/4

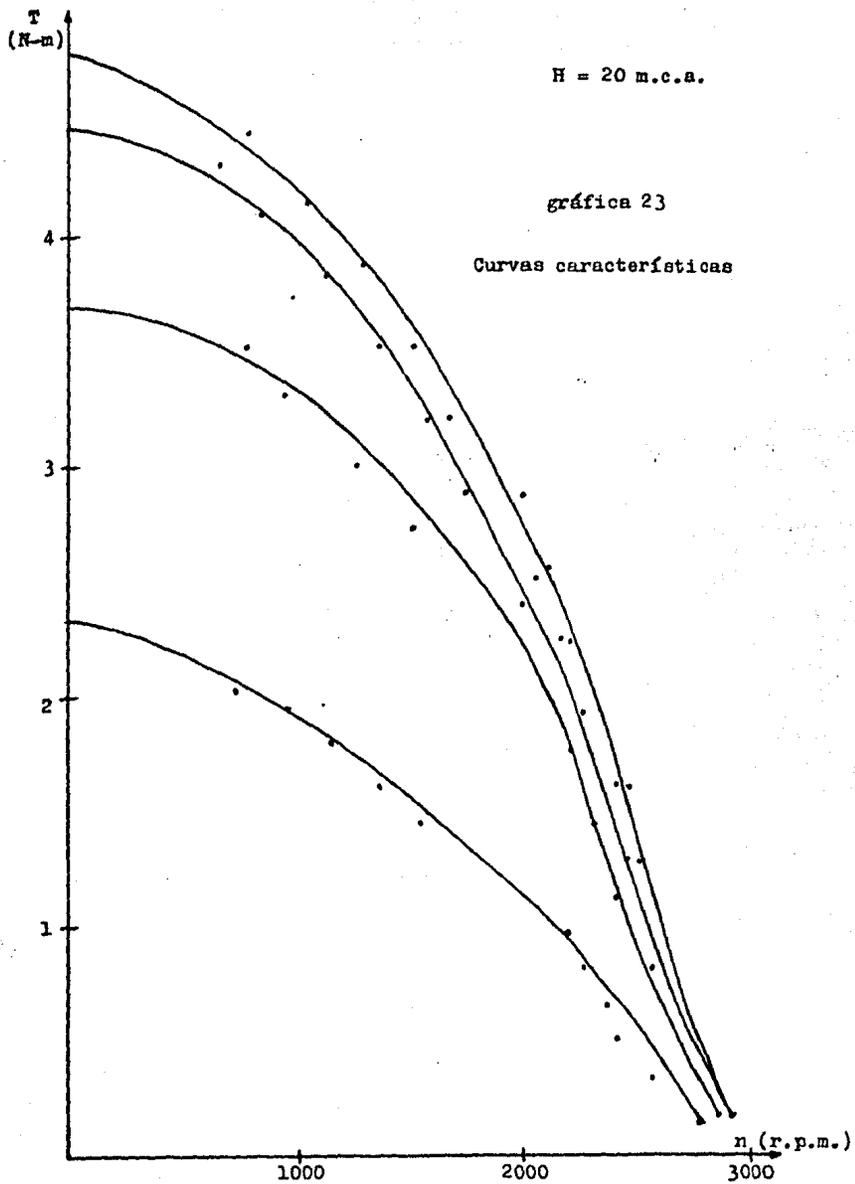


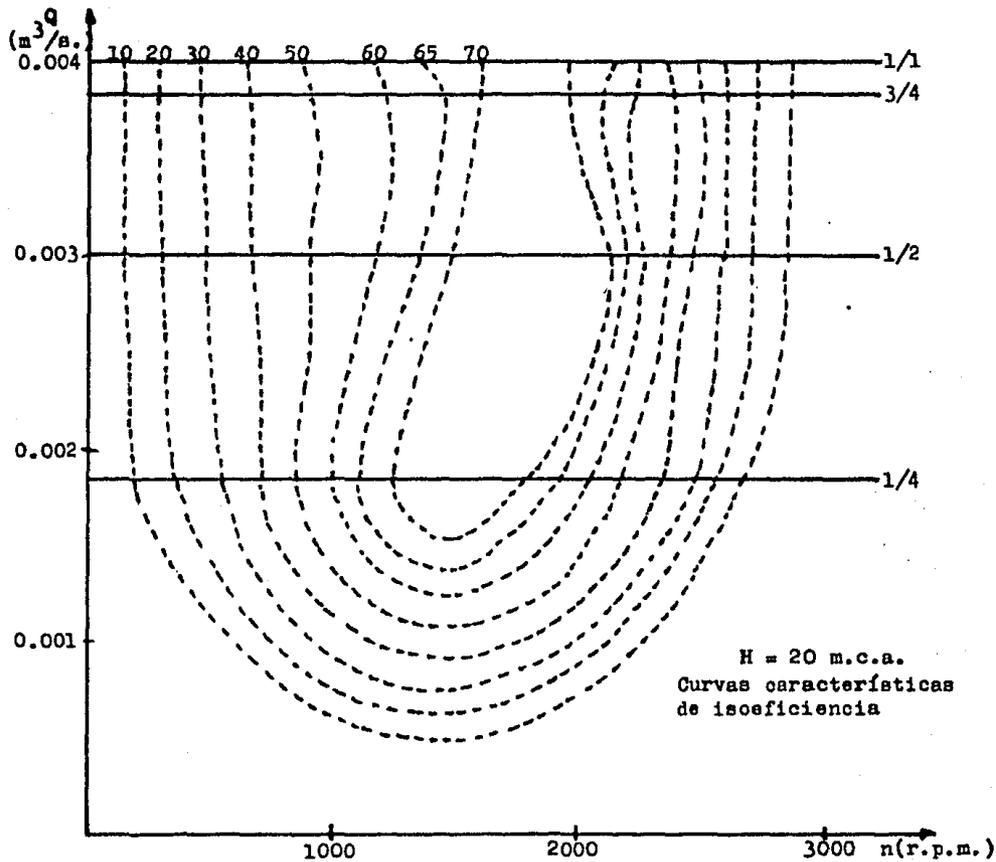
gráfica 21
Curvas características

H = 20 m.c.s. Apertura 1/1



gráfica 22
Curvas características





H = 20 m.c.a.
Curvas características
de isoeficiencia

gráfica 24

4.3.- Análisis de gráficas.

Analizando las gráficas obtenidas experimentalmente, y - tomando como referencia a la carga 'H', se obtiene lo siguiente.

H m.c.a.	Q m ³ /seg.	n r.p.m.	η
5	0.00103	743	48.64
5	0.00170	760	58.82
5	0.00220	760	67.04
5	0.00233	850	58.00
10	0.00125	1040	70.50
10	0.00225	1040	74.80
10	0.00283	995	64.30
10	0.00300	1035	61.00
15	0.00150	1420	74.40
15	0.00250	1300	74.70
15	0.00300	1382	75.61
15	0.00360	1375	64.51
20	0.00180	1730	75.00
20	0.00300	1990	79.74
20	0.00380	2050	70.00
20	0.00400	2000	72.83

Donde se muestran las eficiencias máximas para los gastos dados, en consecuencia, la correspondiente velocidad angular.

De la gráfica 4.3.1 se observa lo siguiente.

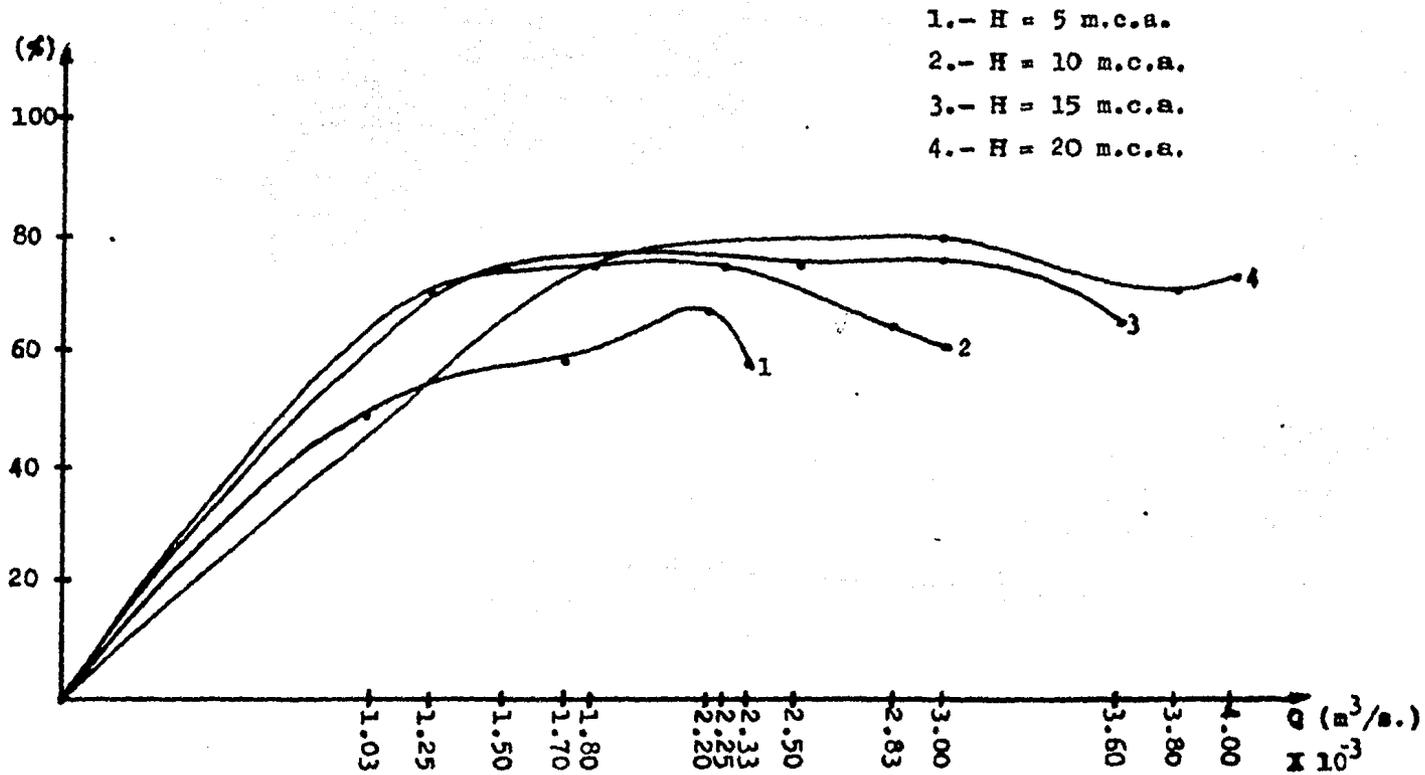
Para una $H = 5$ m.c.a. la gráfica muestra que la turbina es inestable en cualquier punto, por lo tanto su comportamiento no es predecible su funcionamiento a ésta carga.

Aumentando la carga $H = 10$ m.c.a., se observa que la máquina tiene un rango de estabilidad con unas eficiencias entre 70% a 74% con caudales de 0.00125 a 0.00225 m³/seg.. Siendo éste aún muy pequeño. Si se incrementa la carga $H = 15$ m.c.a., la estabilidad se amplía siendo su eficiencia del 75% - para un rango de gastos de 0.0015 a 0.003 m³/seg., pudiendose predecir un punto de operación para dicha turbina, este punto de operación será el punto medio del rango de los gastos, con esto la máquina tendrá flexibilidad para operar según lo requiera el consumo de energía, manteniendo constante la eficiencia.

Para una carga de $H = 20$ m.c.a. la gráfica muestra un rango más amplio en el caudal, pero la eficiencia no es constante, como en una carga de $H = 15$ m.c.a., siendo la variación de esta eficiencia del 72% al 79% aún así se puede encontrar un punto de operación, el cual trabajando a $H = 20$ m.c.a. tendrá una flexibilidad de operación mayor que a $H = 15$ m.c.a..

Observando las gráficas para 10, 15 y 20 m.c.a., que basando el rango de operación, por más que se le suministre gasto ya no se incrementará la eficiencia, por el contrario se estará desperdiciando el elemento de trabajo y perdiendo -

eficiencia, esto quiere decir que la turbina se satura.



gráfica 4.3.1

CONCLUSIONES.

Considerando la necesidad de una teoría, desde un punto de vista tanto teórico como práctico, se ha caracterizado a la turbina Pelton, para tener más información sobre el tema y que sea de fácil acceso.

En base a la teoría recopilada se elaboró un mecanismo que permite la caracterización de la turbina Pelton conociendo, únicamente, la carga 'H' y el gasto 'Q' permitiendo la variación de todos los parametros que se involucran en el diseño, hasta optimizar la turbina en estudio.

En base a la teoría de la similitud, se estudio el comportamiento, de prototipos, a través de modelos, con el fin de pronosticar sus características de funcionamiento.

Básicamente las pruebas al modelo, bajo diferentes condiciones de carga 'H' y gasto 'Q', son para determinar su funcionamiento así también los rangos de estabilidad de la máquina, con los cuales se determinan las mejores condiciones de servicio.

Estos resultados permiten la caracterización y así pronosticar el comportamiento de la turbina Pelton en el proyecto y en funcionamiento.

APENDICE I

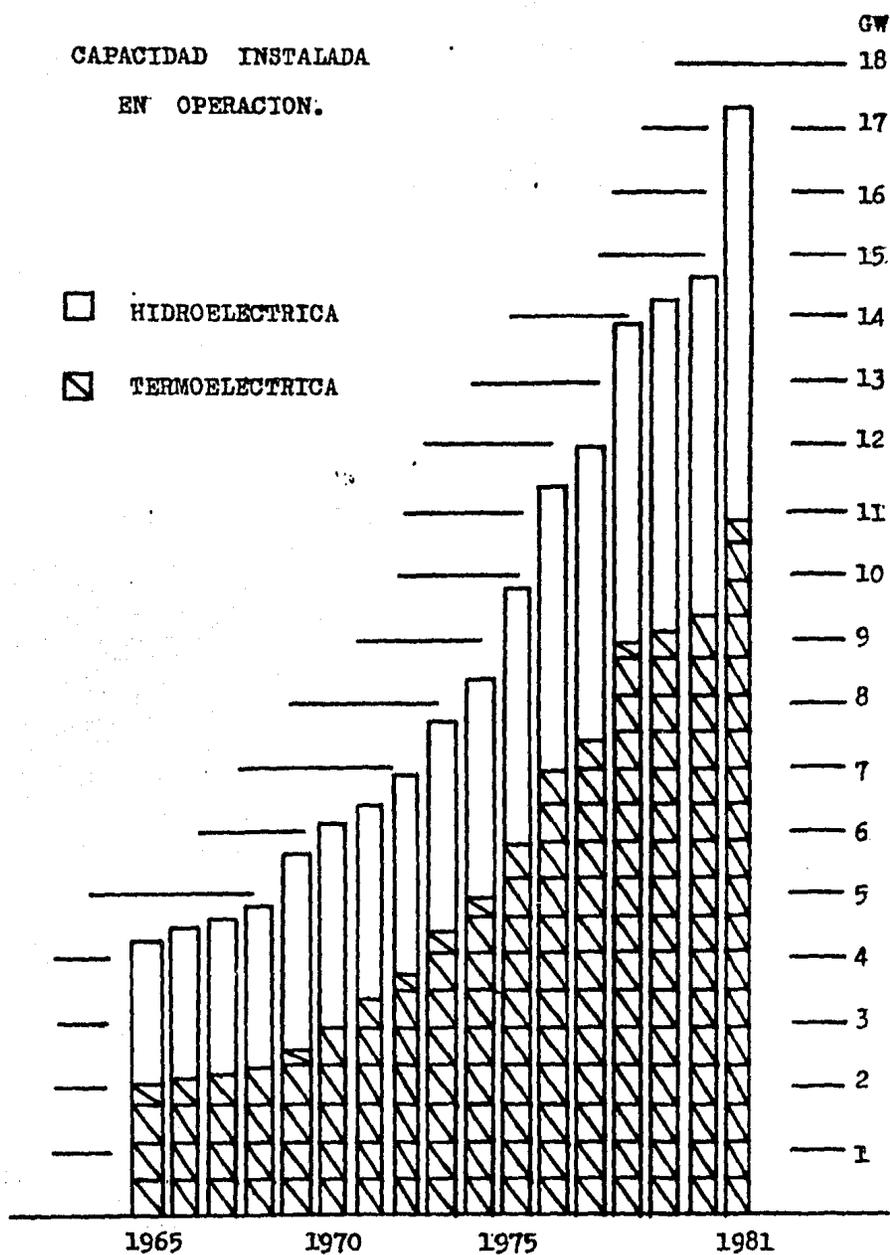
CAPACIDAD INSTALADA EN OPERACION.

MW

Año	Hidroeléctrica			Termoeléctrica			TOTAL
	Vapor	Ciclo		Turbogas	Geotermo eléctrica	Combustión Interna	
		Combinado					
1965	2149	1775				241	4165
1966	2482	1771				262	4515
1977	2511	1863				268	4642
1968	2509	1933				354	4796
1969	3229	2038				391	5658
1970	3228	2353				487	6068
1971	3227	2677		318		276	6498
1972	3228	2698		619		368	6913
1973	3446	3049		866	75	290	7726
1974	3521	3285	130	971	75	389	8371
1975	4044	3431	610	1419	75	251	9830
1976	4541	5012	610	948	75	274	11460
1977	4723	5061	720	1266	75	247	12092
1978	5225	6456	720	1267	75	249	13992
1979	5219	6716	720	1259	150	234	14298
1980	5992	6616	540	1190	150	137	14625
1981	6550	7786	1223	1539	180	118	17396

1MW = mil KW

En 1980 y 1981, se indica la potencia real instalada al 31 de diciembre. En los años anteriores se reportó la suma de las capacidades de placa de las unidades generadoras.



2.1.- Centrales hidroeléctricas con turbina tipo Pelton.

Región, Balsas - Santiago.

Unidad Número	Carga Estacion (en mts.)	Consumo Específico m/KWh	Gasto m/seg.	Marca	Eje	Potencia H.P.	Total H.P.	Entrada en operación Año, Mes, Día
San Pedro Poruas.								
1	26.30	2061	0.916	Voith	Horizontal	2300		58
2	26.30	1445	0.122	Brightleb and Hausen	Horizontal	450		05
3	26.30	2250	0.600	Escher Wyss	Horizontal	1400	4150	28
Jumatan								
1	157.5	3272	0.2	Morgan Smith	Horizontal	320		41 07 17
2	157.5	3272	0.2	Morgan Smith	Horizontal	320		45 08 04
3	157.5	3024	0.42	Morgan Smith	Horizontal	755		57 03
4	157.5	2903	1.0	Drees	Horizontal	1662	3057	61 05 18
Tirio								
1	104.0	4097	0.406	Voith	Horizontal	325		05
2	104.0	4097	0.406	Voith	Horizontal	325		05
3	104.0	4092	0.406	Voith	Horizontal	375	1025	28
Tepic (El Punto)								
1	56.0	8357	0.65	Pelton Water Wheel	Horizontal	376		54 09 01
2	56.0	8357	0.65	" "	Horizontal	376		54 09 01
3	56.0	7380	0.82	" "	Horizontal	630	1382	54 09 01

Región Ixtapantongo.

Unidad Número	Carga Estática (en mts.)	Consumo Específico m/KWh	Gasto m/seg.	Marca	Eje	Potencia H.P.	Total H.P.	Entrada en operación Año, Mes, Día		
Ing. Hector Martínez D' Meza.										
1	376.0	1.251	8.76	Allis Chalmers Manufacturing Co.	Vertical	39000	39000	55	08	24
Portezuelo I										
1	142.0	3.960	0.66	Pelton Water Wheel	Horizontal	1020		1898		
2	142.0	3.960	0.66	" "	Horizontal	1020		1804		
3	142.0	3.960	0.66	" "	Horizontal	1020		1898		
4	142.0	3.960	0.66	" "	Horizontal	1020	4080	06		
Necaxa										
1	444.0	108	4.95	Escher Wyss	Vertical	22000		11		
2	444.0	108	4.95	Escher Wyss	Vertical	22000		14		
3	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		05	12	06
4	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		06	12	06
5	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		06	12	06
6	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		06		
7	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		05		
8	444.0	108	2.47	Escher Wyss	Vertical	11000		06		
9	444.0	108	4.95	Escher Wyss	Vertical	22000		22		
10	444.0	108	4.80	Morgan Smith	Vertical	22000	154000	50		

Región Ixtapantongo.

Unidad	Carga							
Número	Estatica (en mts.)	Consumo Especifico m/KWh	Gasto m/seg.	Marca	Eje	Potencia H.P.	Total H.P.	Entrada en operación Año, Mes, Día
				Alameda.				
1	347.0	145	1.15	Voith	Vertical	4000		23 02
2	347.0	145	1.15	Voith	Vertical	4000		23 02
3	347.0	145	1.15	Voith	Vertical	4000	12000	23 02

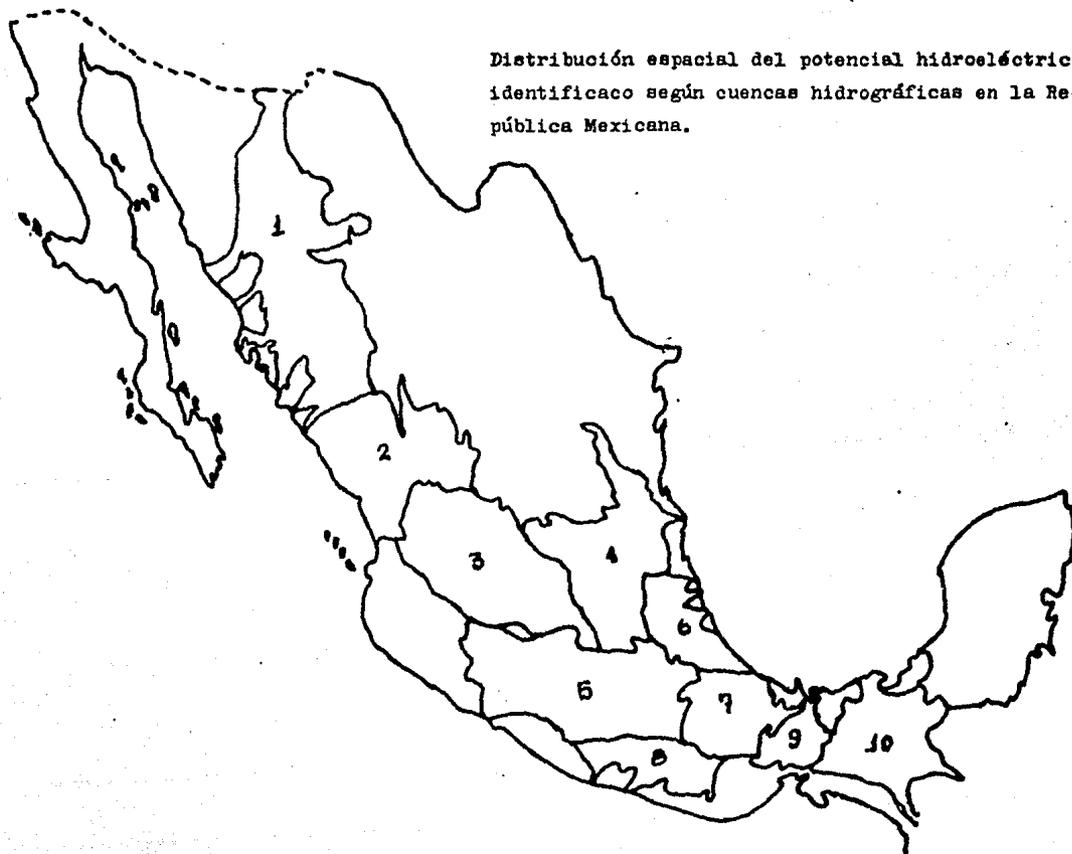
Región Papaloapan.

Unidad Número	Carga Estática (en mts.)	Consumo Específico m/KWh	Gasto m/seg.	Marca	Eje	Potencia H.P.	Total H.P.	Entrada en operación Año, Mes, Día		
Hazatepec										
1	480.40	0.896	13.00	Neyrpic	Vertical	74600		62	06	06
2	480.40	0.896	13.00	Neyrpic	Vertical	74600		62	09	18
3	480.40	0.896	13.00	Neyrpic	Vertical	74600		63	04	13
4	480.40	0.896	13.00	Neyrpic	Vertical	74600	298400	64	09	18
Minas										
1	462.75	1.125	1.50	Morgan Smith	Horizontal	7500		51	03	10
2	462.75	1.125	1.50	Morgan Smith	Horizontal	7500		51	03	10
3	462.75	1.125	1.50	Morgan Smith	Horizontal	7500	22500	54	07	08
Ixtaczoquitlan										
1	130.60	2.900	0.575	Pelton Water Wheel	Horizontal	400		1899		
2	130.60	2.900	0.575	" "	Horizontal	400		1899		
3	130.60	3.280	0.920	" "	Horizontal	670		02		
4	130.60	2.980	0.975	Picart Pictet	Horizontal	740	2210	08		

Región Grijalva.

Unidad	Carga									
Número	Estática	Consumo	Gasto	Marca	Eje	Potencia	Total	Entrada en		
	(en mts.)	Específico	m/seg.			H.P.	H.P.	operación		
		m/KWh						Año, Mes, Día		
Bombana										
1	274.0	1.662	0.60	Morgan Smith	Horizontal	1820		51	03	27
2	274.0	1.662	0.60	Morgan Smith	Horizontal	1820		51	03	27
3	274.0	1.705	0.625	Drees	Horizontal	1877		61	03	
4	274.0	1.705	0.625	Drees	Horizontal	1877	7394	61	03	
Tamazulapan.										
1	153.0	2.903	1.0	Drees	Horizontal	1752		62	12	
2	153.0	2.903	1.0	Drees	Horizontal	1752	3504	62	12	

Distribución espacial del potencial hidroeléctrico
identificaco según cuencas hidrográficas en la Re-
pública Mexicana.



DISTRIBUCION ESPACIAL DEL POTENCIAL HIDROELECTRICO
IDENTIFICADO SEGUN CUENCAS HIDROGRAFICAS.

CUENCA	PORCENTAJE DEL POTENCIAL HIDRAULICO
1.- Yaqui-Culiacan	7 %
2.- San Lorenzo- San Pedro.	5 %
3.- Lerma-Santiago	6 %
4.- Pánuco	4 %
5.- Balsas	12 %
6.- Jamapa-Tuxpan	7 %
7.- Papaloapan	7 %
8.- Papagayo-Verde	6 %
9.- Coatzacoalcos	3 %
10.- Grijalva-Usumacinta.	30 %

Potenciales Bruto Teórico e Identificado

148

Cuenca Hidrologica	Area Km ²	Volumen Anual Escurrido (Mill. m ³)	(T) Potencial Teórico (MW)	(I) Identificado (MW)
Yaqui-wayo	93600	3700	1421	603.0
Fuerte	42900	5400	1956	482.3
Sinaloa-Cu- liacan	37760	5800	1629	227.6
Sn. Lorenzo- Blota	17750	2700	979	177.3
Pixtla-Presi- dio.	12300	2770	718	234.0
Baluarte	6740	1700	367	275.6
Acaponeta	7900	1500	316	102.6
San Pedro	30300	2900	1157	177.9
Lerma-Santia- go	127040	10000	4266	1092.7
Ameca	11560	2500	616	169.5
Armeria-Coa- huayana	17030	3400	885	230.5
Balsas	108000	18000	8680	2245.9
Unión-Papa- gayo	18750	10000	4266	1092.7
Ometepec	13290	9400	952	401.0
Verde	16820	6000	1047	608.8
Col. Tehuan- tepec.	22210	4400	390	270.2
Pij. Cint.- Such.	8700	10500	1351	247.1
Grijalva-Usu- macinta.	85800	110000	8970	5847.7
Ton.-Coatza- coalcos.	26800	20000	1493	570.0
Papaloapan	46600	38000	4457	1409.5
Jamapa-Antigua	8700	4500	1845	453.2

Mautla-Tecolula.	14710	8000	3152	740.4
Cazones-Tuxpan.	8760	4000	334	308.0
Pánuco.	84200	14500	2153	758.6
S. Marina-Sn. Fernando.	39510	1300	209	20.0
Bravo.	248220	5500	1518	102.0
Mazas.	93780	1100	1415	31.0
Flanicie Costera de...	175730	91100	1057	177.3
Cuencas Cerradas.	265760	3100	0	0.0
Baja California.	144090	2500	0	0.0
Peninsula de Yucatán.	134880	5800	0	0.0
P. Baja Carga (45)			0	777.2
P. Particulares (335)			0	145.9
P. Pequeñas-Oper. (37)			0	33.0
P. Pequeñas-Proy. (85)			0	157.8
Total en la Rep. Mexicana	1970000	410000	56322	19619.0