



Universidad de Chile
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Departamento de Ingeniería Mecánica

Laboratorio de Máquinas ME53B

Informe Laboratorio 8

Reconocimiento y pruebas en turbina Pelton y
bomba centrífuga

Profesor: R. Diaz.
Ayudante: Sergio Courtin V.
Alumno: Héctor Aravena O.

Semestre otoño 2006

Índice General

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	1
2. Antecedentes	2
2.1. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas	2
2.1.1. Turbomáquinas motrices	2
2.1.2. Turbomáquinas generatrices	2
2.2. Bombas centrífugas	3
2.3. Turbina Pelton	4
2.3.1. Regulación	8
3. Descripción de la experiencia	11
3.1. Equipo e instrumentos de medición	11
3.2. Método experimental	12
3.2.1. Obtención de las curvas características de la bomba centrífuga	12
3.2.2. Obtención de las curvas características de la turbina Pelton	13
4. Resultados	14
4.1. Medida de caudal	14
4.2. Bomba centrífuga	14
4.2.1. Resumen de datos	14
4.2.2. Cálculos	15
4.2.3. Resultados	16
4.3. Turbina Pelton	17
4.3.1. Resultados	19
4.3.2. Obtención de las curvas de igual velocidad específica	20

4.3.3. Obtención de las curvas de igual rendimiento	21
5. Análisis de resultados	22
5.1. Bomba centrífuga	22
5.2. Turbina Pelton	22
6. Conclusiones	24
6.1. Bomba centrífuga	24
6.2. Turbina Pelton	24

Capítulo 1

Introducción

Las turbinas y bombas centrífugas son ampliamente utilizadas en la industria de generación de energía. Su funcionamiento es similar y su uso ha ganado un espacio en la ingeniería gracias a sus características de diseño.

En esta experiencia se realizarán ensayos con estas dos turbomáquinas hidráulicas: una bomba centrífuga y una turbina Pelton. Se tomarán datos para obtener las curvas características de ambas, pudiendo analizar así el comportamiento y la influencia de ciertas variables en el desempeño de las dos.

1.1. Objetivos

- Reconocer una bomba centrífuga y una turbina Pelton, efectuando pruebas en ambas máquinas.
- Determinar las curvas características de una bomba centrífuga.
- Determinar las curvas características de una turbina Pelton.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas

Las turbomáquinas se pueden clasificar de acuerdo a la función que desempeñan en:

2.1.1. Turbomáquinas motrices

Toman la energía (cinética y/o potencial) del agua que las atraviesa y la transforman en energía mecánica. Las hay de dos tipos:

1. Dinámicas o cinéticas: turbinas y ruedas hidráulicas.
2. Estáticas o de presión: celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc.

2.1.2. Turbomáquinas generatrices

Aumentan la energía del agua que las atraviesa bajo forma potencial (aumento de presión) o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor. Éstas pueden ser:

1. Bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales.
2. Hélices marinas, cuyo principio es diferente al de las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque.

2.2. Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman trabajo mecánico en hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial (en las bombas centrífugas), ó permaneciendo axial (en las bombas axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica, adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión.

La carcasa (voluta) está dispuesta en forma de caracol, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

- c) Una tubería de impulsión. La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión.

sión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

Éste es, en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga, aunque existen distintos tipos y variantes.

La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

2.3. Turbina Pelton

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, Fig. 2.2, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90 %. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) *Cazoletas*. En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, Fig. 2.3, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180° , contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El agua que sale de la cazoleta cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

- b) *Inyector*. El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro,

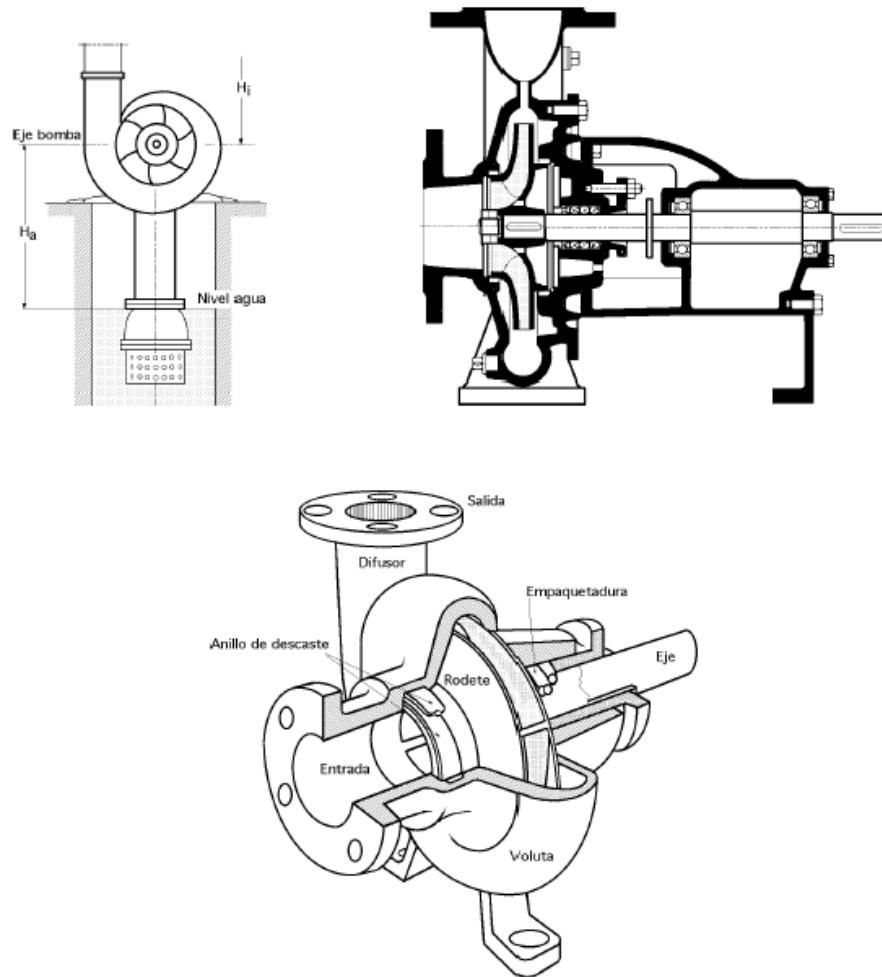


Figura 2.1: Bomba centrífuga: disposición, esquema y perspectiva.

cuyo diámetro d se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire.

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera x de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal

al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada *deflector*, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, salga lateralmente sin producir ningún efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continúa siendo el mismo, Fig. 2.6.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina *diámetro Pelton*, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro de la rueda.

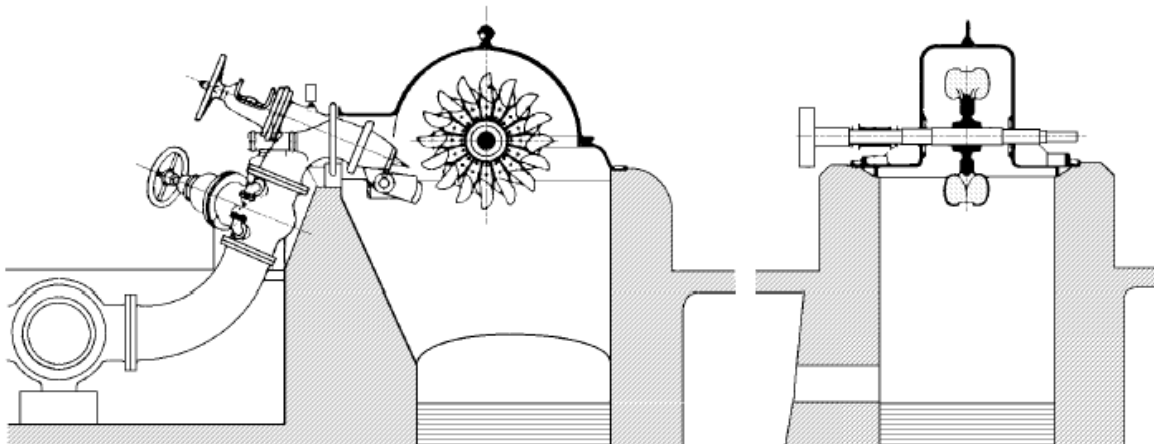


Figura 2.2: Turbina Pelton.

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas

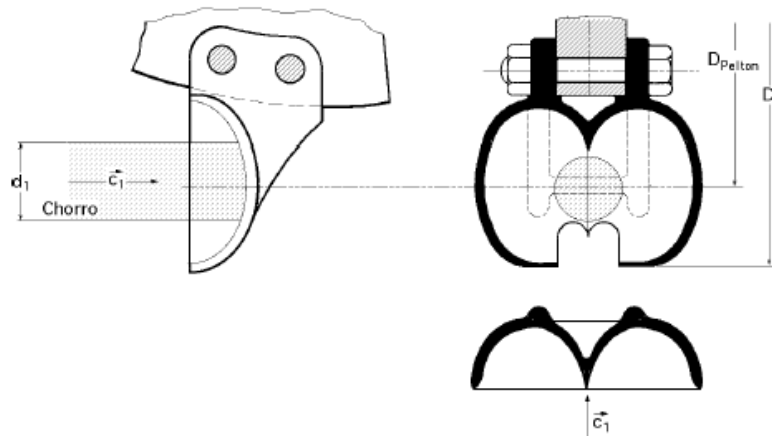


Figura 2.3: Forma de la cazoleta.

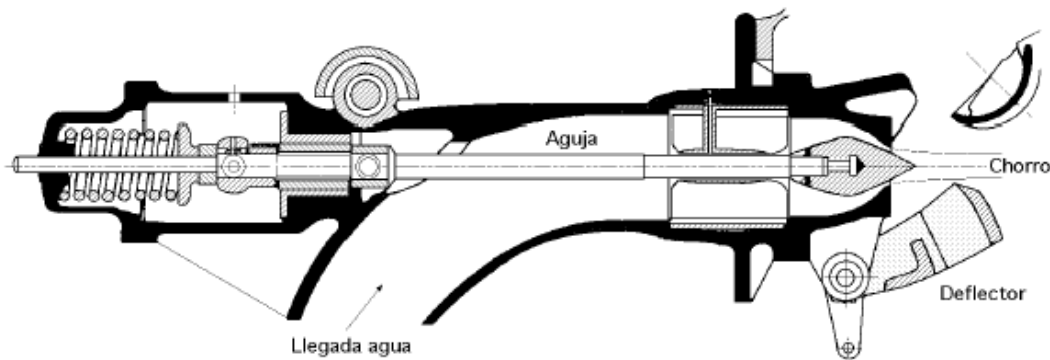


Figura 2.4: Inyector.

un mismo ángulo cercano a los 30° , saliendo el agua de las cucharas sin interferir a la rueda, Fig. 2.6.

Para un número superior de inyectores, Fig 2.5, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro d superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.

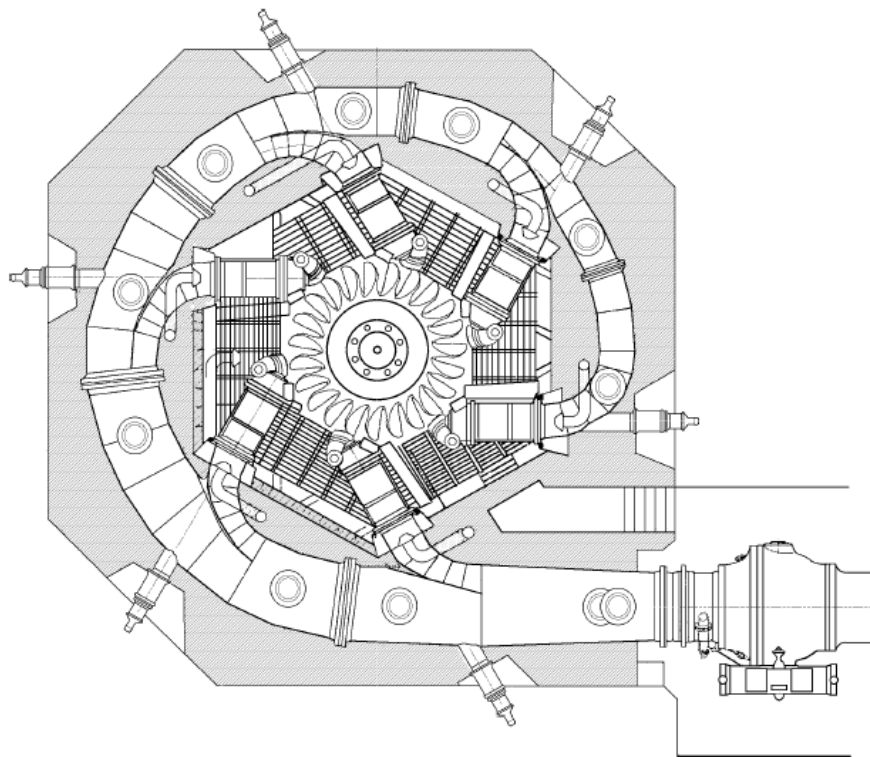


Figura 2.5: Turbina Pelton de 6 inyectores.

El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo, no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.

2.3.1. Regulación

Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector tiene que ajustarse mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática, Fig. 2.6.

Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador (7) levantará la válvula (1)

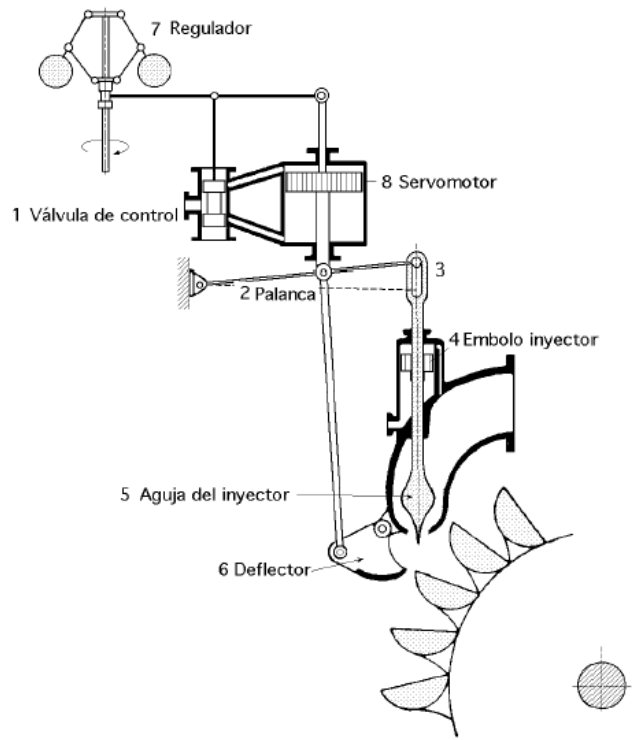


Figura 2.6: Regulador simple.

y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo (8), con lo que la palanca (2) bajará y el deflector (6) cortará al chorro desviando una parte del mismo.

El punzón (5) que es retenido por la palanca (2), no avanza solidariamente con ésta, debido al huelgo de la hendidura (3), sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho, señalado en la figura y que actúa sobre el émbolo (4).

El punzón en su avance llega a encontrarse con el tope inferior de la hendidura (3) que le impide seguir cerrando la salida del inyector. Si sobreviene una carga brusca, el émbolo (8) actuará en sentido contrario, tirando rápidamente la aguja (5) hacia atrás y llevando, simultáneamente, el deflector a su posición primitiva.

Cuando se utilizan grandes caudales de agua y se emplea un solo inyector, las cazoletas

resultan muy grandes y pesadas; también se encuentra el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un solo punto de la rueda, lo que representa un desequilibrio dinámico. En consecuencia, conviene hacer el montaje de dos o más inyectores cuando el caudal lo requiera, por lo que las cazoletas estarán menos cargadas y, por lo tanto, serán más pequeñas. El par motor se distribuye más uniformemente sobre la periferia de la rueda, aumenta el número específico de revoluciones y a igualdad de diámetro del rodete, la turbina adquiere una velocidad angular mayor.

Capítulo 3

Descripción de la experiencia

3.1. Equipo e instrumentos de medición

Para la experiencia de bomba centrífuga:

- Bomba centrífuga (de espiral, impulsor cerrado, eje horizontal, un escalonamiento, flujo radial y aspiración simple).
- Manómetro de aspiración.
- Manómetro de descarga.
- Amperímetro.
- Tubo de Pitot.

Para la experiencia de turbina Pelton:

- Turbina Pelton con diámetro Pelton igual a $0,21\text{ m}$ y de un inyector.
- Tubo de Pitot.
- Voltímetro.
- Amperímetro.
- Tacómetro.

Además, se requiere usar la bomba centrífuga para simular una caída de agua determinada (altura neta).

3.2. Método experimental

3.2.1. Obtención de las curvas características de la bomba centrífuga

- a) Fijar el caudal con ayuda de la válvula.
- b) Medir las presiones en los manómetros de aspiración y de descarga, registrando P_a y P_d .
- c) Evaluar las velocidades en las tuberías de aspiración (de diámetro $\phi_a = 52,48$ mm) y de descarga (de diámetro $\phi_d = 42,94$ mm), obteniéndose V_a y V_d , respectivamente.
- d) Evaluar la altura total usando la expresión

$$H_t = \frac{P_d - P_a}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_a^2}{2 \cdot g} \quad (3.1)$$

donde $\gamma = 0,0980665 \frac{\text{bar}}{\text{m}}$.

- e) Determinar la potencia cedida al agua por la bomba como

$$N_h = Q \cdot H_t \cdot \gamma \quad (3.2)$$

donde Q es el caudal y ρ la densidad del agua.

- f) Medir el amperaje consumido por el motor, para luego calcular la potencia entregada por éste (potencia al freno). La expresión a utilizar es

$$P_f = V \cdot \sqrt{n} \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta \cdot I \quad (3.3)$$

donde V corresponde al voltaje, I es la corriente medida en el amperímetro, n es el número de fases, $\cos(\varphi)$ es el factor de potencia y η es el rendimiento del motor.

- g) Calcular el rendimiento mecánico de la bomba mediante la expresión

$$\eta_m = \frac{N_h}{P_f} \quad (3.4)$$

- h) Regular el caudal a otro valor y repetir el procedimiento desde el punto b).
- i) Cubrir el rango de caudales mediante 20 valores distintos.

3.2.2. Obtención de las curvas características de la turbina Pelton

- a) Fijar la altura neta en 750 mmHg relativos, que corresponde a la altura disponible para conversión a energía cinética. Esto se realiza con ayuda de la válvula que permite provocar una pérdida de carga.
- b) Fijar el caudal de operación. Esto se realiza fijando la altura de la columna de mercurio en el tubo Pitot. Se recomienda trabajar entre 220 y 30 mmHg .
- c) Con el caudal fijo, variar la carga con ayuda del juego de resistencias. Para unas seis cargas distintas, registrar datos de voltaje, velocidad de rotación y corriente.
- d) Variar el caudal seis veces y repetir el paso c).

Para detalles sobre cómo operar con los datos para obtener las curvas características de la turbina, ver Capítulo 5, sección 5.3.

Capítulo 4

Resultados

4.1. Medida de caudal

Se construyó la tabla 4.1, que posee datos de caudal (Q) v/s altura dinámica (H_{din}). El propósito es llegar a una expresión ajustada, para que luego solamente se requiera anotar la altura de la columna de mercurio para conocer el caudal de agua.

Cuadro 4.1: Datos de caudal en función de la altura de la columna de mercurio en el tubo Pitot.

$H_{din}, [mmHg]$	$Q, [\frac{lt}{s}]$
19	1,95
30	2,46
48	2,92
70	3,45
100	4,05
130	4,66
180	5,48
220	5,95
270	6,58

4.2. Bomba centrífuga

4.2.1. Resumen de datos

Se registraron datos de altura dinámica, presión de admisión, presión de descarga y corriente. Éstos se muestran en la tabla 4.2.

Cuadro 4.2: Datos de altura dinámica, presión de admisión, presión de descarga y corriente.

$H_{din}, [mmHg]$	$P_d, [bar_g]$	$P_a, [bar_g]$	$I, [A]$
180	1,9	0,72	7.9
165	2	0,7	7.7
160	2,1	0,69	7.7
150	2,2	0,67	7.6
140	2,4	0,64	7.5
125	2,6	0,6	7.4
110	2,8	0,55	7.2
90	2,9	0,5	7.1
75	3,1	0,47	6.9
60	3,2	0,43	6.8
45	3,4	0,37	6.6
30	4,1	0,2	5.8
20	4,3	0,17	5.5

4.2.2. Cálculos

Velocidades de admisión y de descarga

Las velocidades V_a y V_d se calcularon usando las expresiones siguientes:

$$V_a = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (\phi_a)^2} \quad (4.1)$$

$$V_d = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (\phi_d)^2} \quad (4.2)$$

donde $\phi_a = 52,48$ mm y $\phi_d = 42,94$ mm.

Altura total

$$H_t = \frac{P_d - P_a}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_a^2}{2 \cdot g} \quad (4.3)$$

donde $\gamma = 0,0980665 \frac{bar}{m}$.

Potencia cedida al agua por la bomba

$$N_h = Q \cdot H_t \cdot \gamma \quad (4.4)$$

Potencia al freno

$$P_f = V \cdot \sqrt{n} \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta \cdot I \quad (4.5)$$

donde $V = 380 \text{ V}$, $n = 3$, $\cos(\varphi) = 0,85$ y $\eta = 0,95$.

Rendimiento mecánico de la bomba

$$\eta_m = \frac{N_h}{P_f} \quad (4.6)$$

4.2.3. Resultados

Usando las expresiones anteriores, los datos de la tabla 4.2 y la expresión para el cálculo del caudal en función de la altura dinámica ??, se obtuvieron los siguientes valores para la altura total, la potencia al freno, la potencia cedida al agua por la bomba, y el rendimiento mecánico de la bomba, en función del caudal (ver tabla 4.3).

Los resultados de la tabla 4.3 fueron graficados para obtener las curvas características de la bomba centrífuga (ver 4.1).

Cuadro 4.3: Resultados obtenidos para la bomba centrífuga.

Q	Ht	Nh	Pf	Nu m
1,99	42,11	854,59	2885,92	0,296
2,46	39,76	997,60	3043,33	0,327
2,81	30,89	885,33	3463,11	0,255
3,21	28,24	924,57	3568,08	0,259
3,33	26,81	910,66	3620,52	0,251
3,85	24,47	960,79	3725,46	0,257
4,25	22,94	994,39	3777,92	0,263
4,55	20,39	946,23	3882,89	0,243
4,85	17,94	887,59	3935,35	0,225
4,97	15,60	790,13	3987,86	0,198
5,13	14,37	752,45	4040,29	0,186
5,21	13,25	704,76	4040,29	0,174
5,48	12,03	672,42	4145,23	0,162

4.3. Turbina Pelton

Potencia en el eje

La potencia en el eje (P_{eje}) es la sumatoria de la potencia útil ($P_{útil}$), las pérdidas en el rotor del generador (P_1) y otras pérdidas en el generador (P_2).

$$P_{útil} = V \cdot I \quad (4.7)$$

$$P_1 = R \cdot I^2 \quad (4.8)$$

donde $R = -0,015 \cdot I + 0,68 \, \Omega$.

$$P_2 = 0,22371 \cdot (N - 127,6667) \quad (4.9)$$

donde N es la velocidad de rotación, en $\frac{1}{min}$.

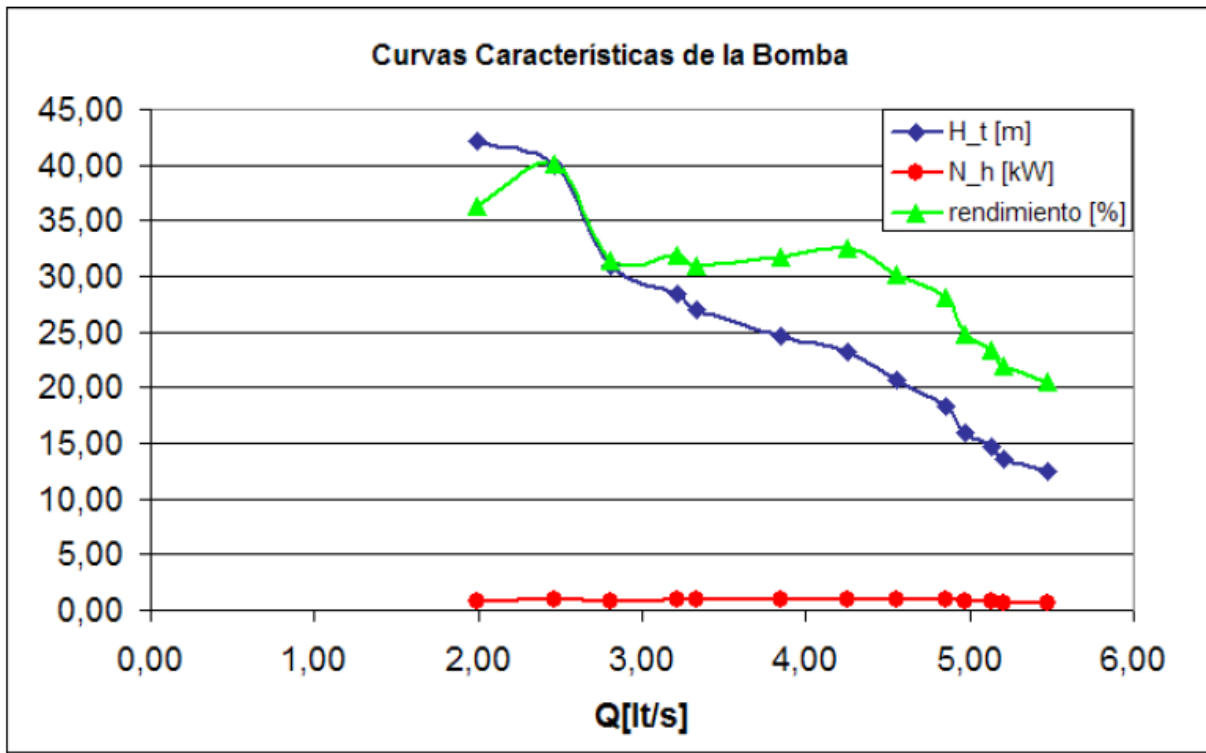


Figura 4.1: Curvas características de la bomba centrífuga. Altura total, potencia cedida al agua por la bomba y rendimiento mecánico en función del caudal.

Potencia neta

$$P_{neta} = \gamma \cdot Q \cdot H_n \quad (4.10)$$

Rendimiento hidráulico

$$\eta_h = \frac{P_{eje}}{P_{neta}} \quad (4.11)$$

Coefficiente de velocidad periférica

$$k_u = \frac{\pi \cdot \phi_P \cdot N}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.12)$$

donde ϕ_P es el diámetro Pelton y es igual a 0,21 m.

4.3.1. Resultados

Usando las expresiones anteriores, los datos de la tabla ?? y la expresión para el cálculo del caudal en función de la altura dinámica ??, se obtuvieron los siguientes valores para el caudal, la potencia en el eje, la potencia neta y el rendimiento hidráulico de la turbina Pelton, en función de la altura dinámica y la velocidad de rotación (ver tabla 4.4).

Cuadro 4.4: Resultados obtenidos para la turbina Pelton.

$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$	$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$
220	760	0,2462	41,9361	95	710	0,2093	52,0290
$Q, \frac{lt}{s}$	650	0,3607	61,4443	$Q, \frac{lt}{s}$	610	0,2635	65,4999
5,8707	560	0,4053	69,0493	4,0229	560	0,2859	71,0723
P_{neta}, kW	510	0,4437	75,5767	P_{neta}, kW	490	0,2962	73,6354
0,5870	480	0,4343	73,9891	0,4023	400	0,2865	71,2306
	420	0,4432	75,5037		360	0,2793	69,4310
	380	0,4233	72,1080				
$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$	$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$
170	743	0,2394	45,2774	70	680	0,2065	59,6906
$Q, \frac{lt}{s}$	663	0,2699	51,0491	$Q, \frac{lt}{s}$	570	0,2341	67,6547
5,2872	560	0,3597	68,0411	3,4602	515	0,2478	71,6090
P_{neta}, kW	500	0,4102	77,5990	P_{neta}, kW	390	0,2346	67,8065
0,5287	460	0,3905	73,8573	0,3460	340	0,2290	66,1896
	350	0,3820	72,2533		220	0,1930	55,7733
$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$	$H_{din}, mmHg$	$N, \frac{1}{min}$	P_{eje}, kW	$\eta_h, \%$
130	730	0,2188	46,7123	36	590	0,1580	61,8624
$Q, \frac{lt}{s}$	640	0,2979	63,6003	$Q, \frac{lt}{s}$	450	0,1745	68,3152
4,6836	600	0,3113	66,4645	2,5547	380	0,1516	59,3359
P_{neta}, kW	523	0,3269	69,8130	P_{neta}, kW	260	0,1288	50,4379
0,4683	460	0,3638	77,6816	0,2555	225	0,1125	44,0548
	300	0,2953	63,0535				

Usando la expresión 4.12 se calcularon valores del coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad de rotación, obteniéndose la tabla ?? y la figura 4.2.

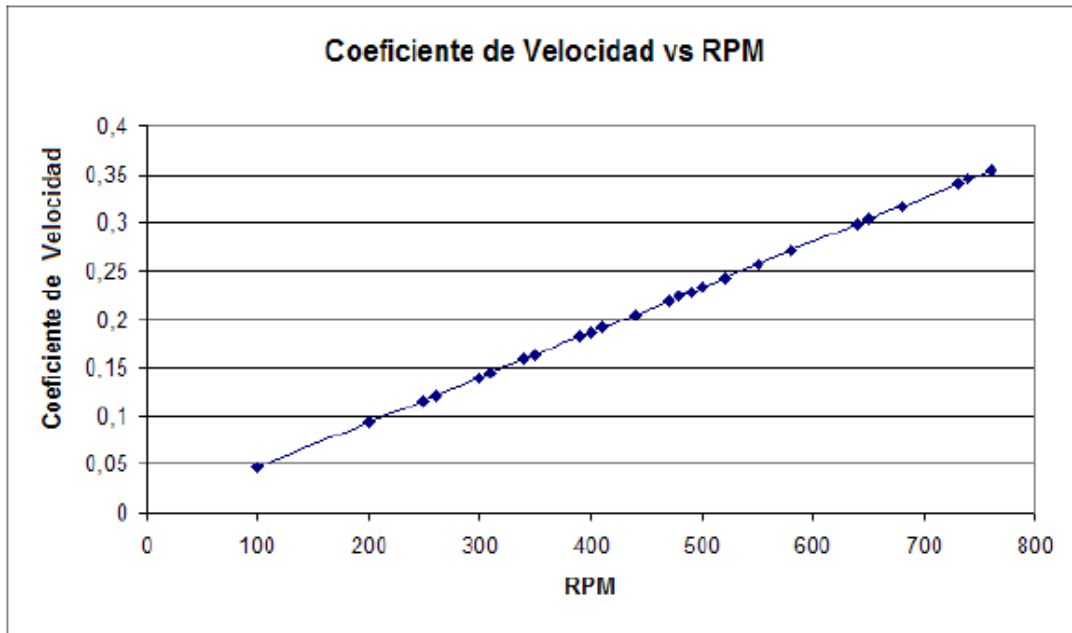


Figura 4.2: Coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad de rotación.

De los datos de la tabla 4.4 es directo graficar las curvas de potencia en función de la velocidad de rotación, para caudal constante. Sin embargo, para graficar las curvas de igual velocidad específica e igual rendimiento es necesario realizar otros cálculos, los que se detallan a continuación.

4.3.2. Obtención de las curvas de igual velocidad específica

Se conoce la expresión siguiente:

$$P_{eje} = 0,7456999 \cdot \frac{n_s \cdot H_n^{5/4}}{N} \text{ kW} \quad (4.13)$$

donde H_n es la altura neta y es constante igual a 10,1963 metros de columna de agua, N es la velocidad de rotación, en $\frac{1}{min}$, y n_s toma los valores 10, 15, 20, 25 y 30.

Con esto se obtienen valores para la potencia en el eje en función de la velocidad de rotación, para una velocidad específica constante (ver tabla ??).

4.3.3. Obtención de las curvas de igual rendimiento

Para obtener valores de potencia en función de la velocidad de rotación a rendimiento constante, se interpola con los valores de la tabla 4.4 para obtener distintos pares de la forma (N, P_{eje}) cuyo rendimiento sea el mismo. Esto se hace para η_h igual a 60 %, 70 % y 75 %. Con esto se obtienen valores para la potencia en el eje en función de la velocidad de rotación, para un rendimiento hidráulico constante.

Se realizó lo anterior; sin embargo, dada la poca cantidad de datos tomados en la experiencia, fue imposible obtener una curva coherente. Si se tienen pocos puntos, no hay posibilidad de ajustar una curva de tendencia representativa. Por este motivo no se podrán graficar las curvas de potencia en función de la velocidad de rotación para igual rendimiento.

Con los datos de las tablas 4.4 y ?? se graficaron finalmente las curvas características, obteniéndose lo que se muestra en la figura 4.3.

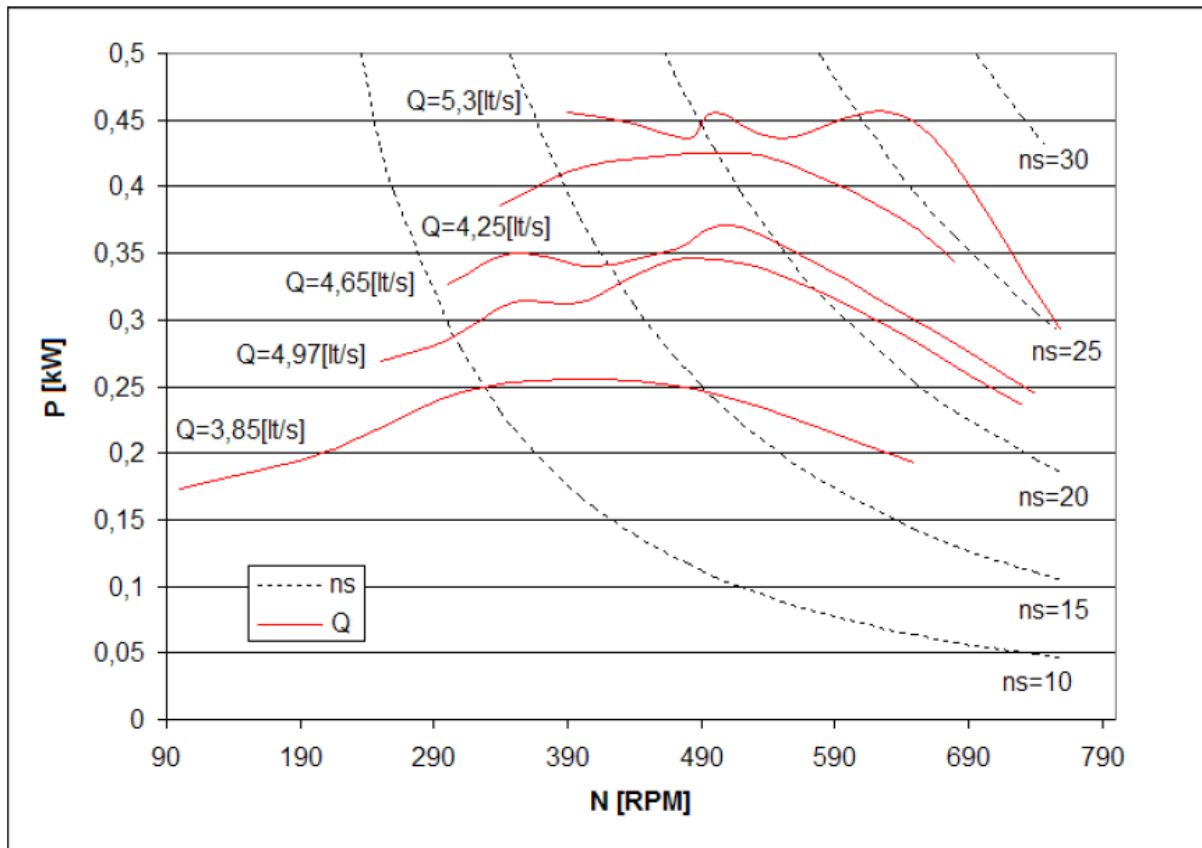


Figura 4.3: Curvas características de la turbina Pelton.

Capítulo 5

Análisis de resultados

5.1. Bomba centrífuga

Observando las curvas características de la bomba centrífuga (ver figura 4.1), se puede notar que la altura de descarga (H_t), que corresponde a la distancia vertical entre el nivel medio de la bomba y el nivel (o su equivalente) al cual se eleva el agua, disminuye a medida que el caudal aumenta. Esto se puede predecir considerando una potencia hidráulica fija, ya que en general hay dos puntos de operación que tienen una misma potencia hidráulica. Como la potencia hidráulica es proporcional a $Q \cdot H_t$, se tiene que si uno de los factores disminuye, necesariamente el otro tiene que aumentar para mantenerse la igualdad.

Se aprecia también que el rendimiento mecánico máximo se obtiene para una potencia hidráulica máxima. Esto se da cuando el caudal es cercano al caudal medio y la altura de elevación también es cercana a la media (considerando los rangos analizados). Esto se debe a que un aumento de Q va ligado a una disminución de H_t ; luego, el máximo valor de $Q \cdot H_t$ se obtiene cuando ambos factores toman valores medios.

5.2. Turbina Pelton

Observando las curvas características de la turbina de Pelton (ver figura 4.3) se nota que la potencia en el eje aumenta a medida que el caudal aumenta, considerando que la altura neta es constante. Esto se debe a que al aumentar el caudal, la potencia que cede el fluido de trabajo (agua), disponible para conversión a potencia eléctrica, es mayor.

Para una velocidad específica constante, a medida que aumenta la velocidad de rotación se tiene una disminución de la potencia en el eje. Esto se puede predecir ya que P_{eje} es inversamente proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación. Además, para una velocidad de rotación constante, a medida que la velocidad específica aumenta se tiene que la potencia en el eje aumenta.

De los valores de la tabla 4.4 se aprecia que el rendimiento hidráulico máximo se obtiene cuando la potencia en el eje es máxima. Esto se dió en general para velocidades de rotación cercanas a $490 \frac{1}{min}$. Luego, es posible determinar que el rendimiento máximo se da para velocidades cercanas a ésta.

Capítulo 6

Conclusiones

Se realizaron mediciones para obtener las curvas características de la bomba centrífuga y de la turbina Pelton. En base a los gráficos obtenidos y al análisis efectuado, es posible concluir lo siguiente:

6.1. Bomba centrífuga

- La altura de descarga (H_t) disminuye a medida que el caudal (Q) aumenta.
- El rendimiento mecánico máximo se obtiene para una potencia hidráulica máxima, lo que se da cuando el caudal y la altura de descarga toman valores medios.

6.2. Turbina Pelton

- La potencia en el eje (P_{eje}) aumenta a medida que el caudal aumenta, considerando una altura neta (H_n) constante.
- Para una velocidad específica (n_s) constante, a medida que aumenta la velocidad de rotación (N) se tiene una disminución de la potencia en el eje.
- Para una velocidad de rotación constante, a medida que la velocidad específica aumenta se tiene que la potencia en el eje aumenta.
- El rendimiento hidráulico (η_h) máximo se obtiene cuando la potencia en el eje es máxima, lo que se da para velocidades de rotación cercanas a $490 \frac{1}{min}$.

Bibliografía

- [1] Fernando Donoso: *Apuntes Laboratorio de Máquinas I*, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Chile (1982).
- [2] Pedro Fernández Díez: *Bombas centrífugas y volumétricas*, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria, España (2003).
- [3] Pedro Fernández Díez: *Turbina Pelton*, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria, España (2003).