



Universidad de San Carlos de Guatemala

Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

MANUAL PARA LOS ENSAYOS DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Ricardo Antonio Rosada Méndez

Asesorado por: Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma

Guatemala, marzo de 2005

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

MANUAL PARA LOS ENSAYOS DEL LABORATORIO
DEL CURSO DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA

FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

RICARDO ANTONIO ROSADA MÉNDEZ

ASESORADO POR ING. CARLOS ANÍBAL CHICOJAY COLOMA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MARZO DE 2005

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Sydney Alexander Samuels Milson
VOCAL I	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL II	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
VOCAL III	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V	Br. Elisa Yazminda Vides Leiva
SECRETARIO	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO:	Ing. Sydney Alexander Samuels Milson
EXAMINADOR:	Ing. Edwin Estuardo Zepeda
EXAMINADOR:	Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta
EXAMINADOR:	Ing. Elvis José Alvarez

SECRETARIO: Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

ACTO QUE DEDICO

A DIOS	Por todo lo que me ha dado en mi vida.
A MIS PADRES	Giovanni Rosada Corado Alma Méndez de Rosada Por darme su amor y apoyo constante para superarme.
A MIS HERMANOS	Sergio Giovanni Ana Elisa Que esta meta alcanzada les sirva de ejemplo para superarla.
A MIS ABUELITOS	Julio César Méndez Contreras Esperanza Ramírez de Méndez

Con su amor, enseñanza y ejemplos han
hecho de mi un hombre honesto.

A MIS TÍOS

Julio César y Mirna
Sergio Harry y Lisbeth
Con respeto y cariño.

A MIS AMIGOS Y
COMPAÑEROS

Que compartieron momentos
gratos e inolvidables.

A LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

AGRADECIMIENTOS

A LOS INGENIEROS:

Carlos Aníbal Chicojay Coloma

Luis Manuel Sandoval Mendoza

José Arturo Estrada Martínez

Esdras Miranda Orozco

Al departamento de Hidráulica y a la Escuela de Mecánica de la
Facultad de Ingeniería.

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

MANUAL PARA LOS ENSAYOS DEL LABORATORIO DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica con fecha 17 de mayo de 2004.

Ricardo Antonio Rosada Méndez

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	IX
GLOSARIO.....	XI
RESUMEN.....	XIII
OBJETIVOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	XVII

1. TEORÍA BÁSICA

1.1. Definición de bomba.....	1
1.2 Tipos de bombas.....	2
1.2.1. Bombas de desplazamiento positivo.....	3
1.2.2. Bombas cinéticas o centrífugas.....	5
1.3. Generalidades de las bombas centrifuga.....	7
1.3.1. Clases, tipos y componentes principales.....	7
1.3.2. Clasificación.....	8
1.3.2.1. Clasificación según el tipo de impulsor.....	8
1.3.2.2. Clasificación según el tipo de succión.....	11
1.3.2.3. Clasificación según el número de impulsores empleados.....	11
1.3.2.4. Clasificación según la trayectoria del líquido en el impulsor.....	12
1.4. Turbinas hidráulicas.....	13
1.4.1 Principio de las turbomáquinas.....	14

1.4.2	Tipos de turbinas.....	15
1.5.	Turbinas Pelton.....	18
1.5.1.	Principio de funcionamiento de la turbina Pelton.....	18
2.	REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS	
2.1.	Cavitación.....	23
2.2.	Carga neta positiva de succión NPSH.....	24
2.2.1.	NPSH requerida.....	24
2.2.2.	NPSH disponible.....	25
2.2.3.	Carga de entrada disponible contra requerida.....	26
2.3.	Sobrepresión por golpe de ariete.....	29
2.3.1.	Medidas para contrarrestar el golpe de ariete en sistemas de bombeo.....	31
2.3.2.	Medidas generales contra el golpe de ariete.....	31
2.4.	Propiedades de las turbinas.....	32
2.4.1.	Elección entre turbinas Pelton y turbinas Francis.....	32
2.4.2.	Curvas características de las turbinas.....	33
2.5.	Eficiencia de las máquinas hidráulicas.....	36
2.5.1.	Eficiencia de bombas.....	36
2.5.2.	Eficiencia de turbinas.....	36
3.	INSTALACIONES HIDROELÉCTRICAS	
3.1.	Teoría de generadores eléctricos.....	39
3.1.1.	Fuerza electromotriz de un generador.....	42

3.2.	Definición y clasificación de centrales eléctricas.....	43
3.3.	Centrales hidroeléctricas.....	44
3.4.	Energía de las caídas de agua.....	45
3.4.1.	Variación de la carga.....	48

3.4.2.	Factor de carga.....	49
3.4.3.	Modalidades de aprovechamiento.....	49
3.5.	Producción de energía eléctrica.....	50
3.6.	Costo de las instalaciones.....	50
4. PRÁCTICAS DE LABORATORIO		
4.1.	Definición de curvas características o de rendimiento de bombas y turbinas.....	51
4.2.	Medidores de flujo utilizados en la instalación.....	52
4.2.1	Placa de orificio.....	52
4.2.2	Vertedero.....	55
4.3.	Descripción del equipo para la realización de las pruebas.....	58
4.4.	Ensayos en bombas centrífugas.....	60
4.4.1.	Realización del ensayo o toma de datos.....	61
4.4.2.	Obtención de datos o cálculos.....	61
4.5.	Ensayo en turbinas Pelton.....	66
4.5.1.	Realización del ensayo o toma de datos.....	67
4.5.2.	Obtención de datos o cálculo.....	67
4.6.	Ensayo en un generador eléctrico.....	72
4.6.1.	Realización del ensayo o toma de datos.....	72
4.6.2.	Obtención de datos o cálculos.....	73

4.7. Comparación de resultado y establecimiento de relaciones.....	76
CONCLUSIONES.....	77
RECOMENDACIONES.....	79
BIBLIOGRAFÍA.....	81

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1	Bomba de engranajes	4
2	Bomba de pistón axial	5
3	Bomba de centrífuga	6
4	Sección transversal de una bomba centrífuga horizontal	8
5	Impulsor abierto	9
6	Impulsor semi-abierto	10
7	Impulsor cerrado	10
8	Trayectoria del fluido en el impulsor	13
9	Diagramas esquemáticos de turbinas hidráulicas típicas	17
10	Esquema de la instalación de una turbina de impulso donde se muestra las definiciones de carga bruta y neta	19
11	Funcionamiento de velocidad variable ideal y real para una turbina de impulso (Pelton)	20
12	Detalles de la línea de succión de una bomba y definición de términos para calcular NPSH	26
13	Curvas de eficiencia, según el porcentaje de P_{max} turbinas	34
14	Curvas de eficiencia según el porcentaje de P_{max} de las turbinas hélices, Francis y Kaplan	35
15	Esquema de la línea de energía	37

16	Curvas de eficiencia o rendimiento en turbinas	38
17	Esquema de un generador	41
18	Esquema de principio de una central hidroléctrica	44
19	Instalación hidroeléctrica típica	45
20	Superposición de las curvas características de la bomba, con la curva de carga del proyecto	52
21	Placa de orificio	53
22	Vertedero	56
23	Tipos de vertedero	57
24	Esquema del sistema para el ensayo de la bomba centrífuga	60
25	Presentación gráfica del ajuste para la curva caudal-carga de la bomba por el método de mínimos cuadrados	62
26	Gráfica caudal contra carga de la bomba	64
27	Gráfica caudal contra potencia hidráulica	64
28	Gráfica caudal contra velocidad de giro	65
29	Gráfica de la curva de la bomba en función del caudal	65
30	Esquema del sistema para el ensayo de la turbina Pelton	66
31	Gráfica de la curva de la turbina en función del caudal	70
32	Gráfica caudal contra potencia hidráulica de la turbina	70
33	Gráfica caudal contra velocidad de giro de la turbina	71
34	Gráfica caudal contra eficiencia de la turbina	71
35	Diagrama del ensayo del generador	72
36	Gráfica velocidad de giro contra potencia eléctrica del generador	74
37	Gráfica velocidad de giro contra eficiencia del generador	75
38	Gráfica caudal contra eficiencia del generador	75
39	Comparación de la carga entregada por la bomba con la carga extraída por la turbina al sistema en función del caudal	76

40	Comparación de la potencia desarrollada por la bomba, la turbina y el generador	76
----	---	----

TABLAS

I.	Producción de energía de países desarrollados	50
II.	Resultados del ensayo de bombas centrífugas	63
III.	Resultados del ensayo de turbinas Pelton	69
IV.	Resultados del ensayo del generador eléctrico	74

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de la tubería
c	Coefficiente de descarga
di	Diámetro de cada chiflón
D	Diámetro de la rueda medida en el paso
f	Frecuencia de la corriente alterna generada en ciclos/seg
h_{atm}	Presión atmosférica
h_f	Pérdida por fricción
h_s	Altura total de aspiración
h_v	Presión de vapor del agua
g	Gravedad
H	Carga bruta del sistema
H_B	Carga de la bomba
H_T	Carga de la turbina
HP	Caballos de fuerza
I	Intensidad de corriente
K	Parámetro que reúne todas las variables que se han fijado para el orificio
kPa	Kilopascales
kW	Kilovatios
L	Longitud de la cresta
lts/seg o l/s	Litros por segundo

m	Metros
m/s	Metros por segundo
m³/s	Metros cúbicos por segundo
n_s	Velocidad específica
N	Velocidad de rotación del eje
N/m	Newton por metro
N/m³	Newton por metro cúbico
NPSH	Carga neta positiva de succión
η	Eficiencia hidráulica del sistema
psi	Libras por pulgada cuadrada
p	Número de pares de polos del generador
P	Presión
P_d	Presión de descarga
P_s	Presión de succión
Pot	Potencia
P_{EJE}	Potencia en el eje
P_{HID}	Potencia hidráulica
Q	Caudal volumétrico
R/min o rpm	Revoluciones por minuto
T	Torque o momento
θ	Ángulo de la ranura del vertedero
V	Voltaje en el generador
v	Velocidad permisible del agua
W	<i>Watts</i>
ω	Velocidad angular
Z	Número de chiflones
γ	Peso específico del agua

GLOSARIO

Álabe	Paleta de rueda hidráulica.
Altura o carga manométrica	Medida de la presión en cualquier punto de una tubería, expresada en metros o pies de columna de líquido.
Altura o carga vacuométrica	Medida de la presión de succión a la entrada de una bomba, expresada en metros o pies de columna de líquido.
Cangilón	Aspas o álabes que conforman la rueda de la turbina Pelton.
Capacidad de flujo o gasto	Cantidad de volumen de fluido que circula por unidad de tiempo en una tubería.
Carga dinámica	Energía total del flujo en cualquier punto de su trayectoria.
Cebar	Proceso que consiste en llenar la bomba con agua de manera que el impulsor pueda crear succión.

Chiflón	Canal o tubo por donde sale el agua con fuerza del surtidor de una fuente o de la manguera de una bomba de riego.
Deflector	Pieza mecánica u otro dispositivo para modificar la dirección o características de un fluido.
Descompresión	Reducción de la presión a que ha estado sometido un gas o un líquido.
Estator	Parte fija de un generador eléctrico.
Equilibrio estático	Estado de reposo de un cuerpo bajo la acción de varias fuerzas.
Manómetro	Instrumento utilizado para medir presiones.
Sobrepresión	Presión superior a la adecuada.
Tobera	Abertura tubular, primitivamente de forma cónica, por donde se introduce el aire en un horno o una forja, fragua o crisol.
Válvula de alivio	Mecanismo que impide el retroceso de un fluido que circula por un conducto.
Voluta	Estuche metálico en forma de espiral.

RESUMEN

En el presente trabajo encontrará un manual con toda la información necesaria para realizar ensayos en tres máquinas hidráulicas que componen una estación hidroeléctrica, específicamente una bomba centrífuga, una turbina Pelton y un generador eléctrico. Dicha información abarca desde la definición de bomba, turbina y generador hasta la forma de realizar las pruebas a las mismas. El trabajo se encuentra dividido en cuatro capítulos.

El primer capítulo contiene las definiciones de bomba y turbina, sus clasificaciones y las leyes y fórmulas que rigen el funcionamiento de las mismas. El segundo capítulo trata de los requisitos de funcionamiento de una bomba y una turbina, parámetros a considerar en la instalación de la bomba y criterios para seleccionar una turbina, además contiene la definición de curvas características o de rendimiento.

El tercer capítulo presenta la definición de generador eléctrico y sus características, así como las generalidades de las instalaciones hidroeléctricas, tales como la clasificación, partes o componentes.

El cuarto capítulo presenta la teoría de las curvas características de una forma más analítica, y los distintos ensayos a las tres máquinas ya mencionadas; como los resultados e interpretación de los mismos.

OBJETIVOS

General

Elaborar un manual con toda la información necesaria para ensayos de de las principales máquinas hidráulicas.

Específicos

1. Proporcionar ecuaciones directas de cálculo de la potencia desarrollada por la maquinaria hidráulica en función del caudal que circula en el sistema.
2. Determinar la relación que existe entre el funcionamiento de la bomba centrífuga, la turbina Pelton y el generador eléctrico, los cuales componen el sistema de la mini hidroeléctrica.
3. Determinar los factores que deben considerarse para calcular la potencia, eficiencia y otras propiedades de las bombas y turbinas en general.
4. Elaborar y proponer las prácticas a realizar para el ensayo en bombas centrífugas, turbinas Pelton y un generador eléctrico.

INTRODUCCIÓN

En el contenido de los cursos de Mecánica de fluidos, Hidráulica y específicamente en Máquinas hidráulicas se fundan las bases que capacitan al estudiante para que resuelva cualquier tipo de problema relacionado con la conducción de líquidos en un sistema de tubería por medio de bombas y su aprovechamiento para convertir la energía del flujo en energía eléctrica mediante el uso de turbinas. No obstante, el sabio refrán que dice: “De la teoría a la práctica hay una gran diferencia”, tiene mucho de verdad en esta situación. Puesto que al estudiante sólo se le ha exigido soluciones de problemas en papel y no en campo; por lo que es necesario implementar prácticas para observar el funcionamiento de las principales máquinas hidráulicas tales como una bomba centrífuga, una turbina Pelton, para lo cual se propone el diseño de una mini hidroeléctrica, para observar el funcionamiento de dichas máquinas, para que el futuro ingeniero sea capaz de resolver problemas prácticos durante el desempeño de su profesión.

Se hace necesario que el estudiante tenga a su alcance un manual que facilite la ejecución y comprensión de las mismas. También los futuros laboratoristas poseerán un instrumento para la adecuación del equipo a la particular práctica que se desee realizar.

1 TEORÍA BÁSICA

1.1 Definición de bomba

Bomba es un dispositivo empleado para elevar el agua u otro líquido, puesto que son herramientas que agregan carga al flujo y añaden energía a los líquidos, intercambiando energía a través del movimiento de los álabes. Existen varias formas del comportamiento del sistema.

Una bomba sirve para diversos propósitos. Ésta puede elevar un líquido desde un nivel a otro, como es el caso de un pozo que se está bombeando, o también puede causar que un fluido se desplace a través de una tubería desde un punto de abastecimiento hasta otro punto distante, de entrega. Puede a su vez imprimir una alta velocidad al agua como en el momento de apagar un incendio, o desplazar un líquido contra la resistencia que se opone a su movimiento, como en una caldera o al hacer funcionar un gato hidráulico.

Una bomba no desarrolla ninguna energía propia. Simplemente transfiere la fuerza de una fuente de energía, para poner en movimiento un líquido. Por ejemplo, un motor eléctrico puede imprimir energía a una bomba para utilizar el agua ya sea por conducción directa o por almacenamiento. Si el agua es almacenada, ésta podría ser llevada a un nivel más elevado para dejarla fluir luego por gravedad, o bombeada hasta un tanque hidroneumático, dotado de un colchón de aire que puede comprimirse.

Cualquiera de estos procedimientos almacena energía para la extracción del agua cuando ésta se necesita en el punto de utilización.

1.2 Tipos de bombas

Los tipos de bombas comúnmente utilizados para la entrega de fluido pueden clasificarse de la siguiente forma:

a) Desplazamiento positivo:

- Rotatorias
 - De engranajes
 - De paleta
 - De tornillo
 - De cavidad progresiva
 - De lóbulo o álabe
- Reciprocantes
 - De pistón
 - De inmersión
 - De diafragma

b) Cinéticas

- De flujo axial (centrífuga)
- De flujo axial (de impulsor)
- De flujo mixto

c) De propulsión o tipo ejetor

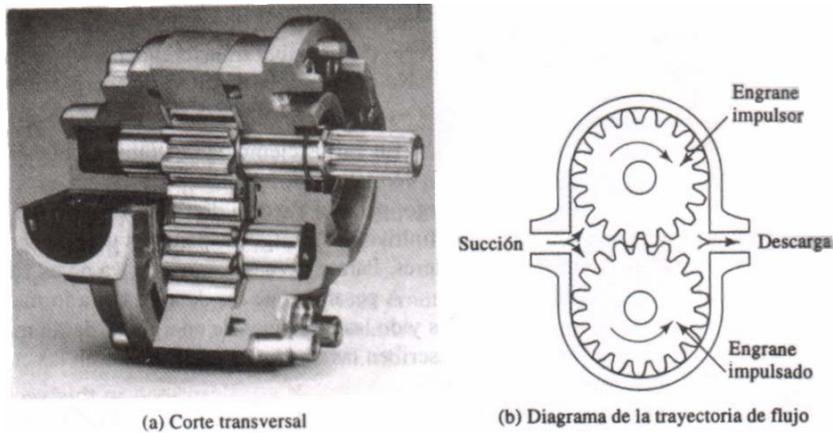
1.2.1 Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo entregan una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor de la bomba. Excepto por deslizamientos pequeños debido al paso libre entre el rotor y la estructura, la entrega o capacidad de la bomba no se ve afectada por los cambios en la presión que ésta debe desarrollar. La mayoría de bombas de desplazamiento positivo puede manejar líquidos con altas viscosidades.

La bomba de engranajes comprende dos engranajes fuertemente unidos que giran en el sentido de las manecillas del reloj dentro de una estructura. La periferia externa de los dientes del engranaje se junta dentro de la parte interna de la estructura. El fluido se ingresa desde el depósito de alimentación en el puerto de succión y se transporta por los espacios entre los dientes de los engranajes al puerto de descarga, en donde se entrega a alta presión al sistema. La presión depende de la entrega del sistema. Las bombas de engranajes desarrollan presiones en el rango de 1,500 psi a 4,000 psi (10.30 MPa hasta 27.60 MPa) la entrega varía con el tamaño de los engranajes y la velocidad rotacional, la cual puede ser de hasta 4,000 rpm. Es posible tener entrega de 1 a 50 gal/min (4 a 190 l/min) con unidades de diferentes tamaños.

En la figura 1 se muestra el esquema de la bomba y un corte de los engranajes.

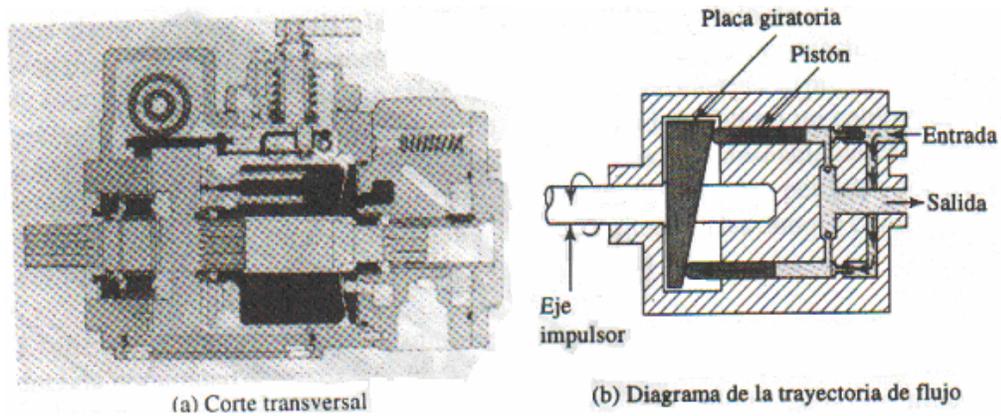
Figura 1. **Bomba de engranajes**



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 192

La bomba de pistón axial que se muestra en el figura 2 utiliza una placa de derrame giratorio que actúa como álabe para reciprocación. Los pistones en forma alternada, toman fluidos en sus cilindros a través de válvulas de succión y después lo fuerzan a través de las válvulas de descarga contra la presión del sistema. La entrega puede variar desde cero hasta el valor máximo, cambiando en el ángulo de la placa de derrame y por ende cambiando el golpe de los pistones. La capacidad de la presión varía hasta 5,000 psi (34.50 MPa).

Figura 2. **Bomba de pistón axial**



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 193

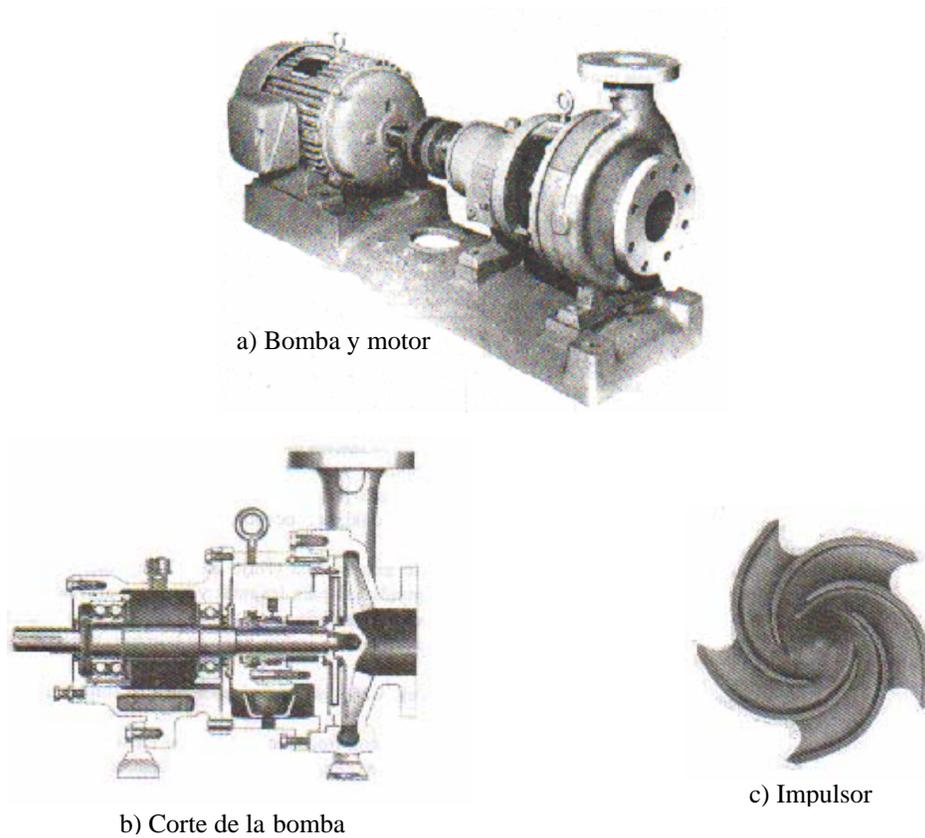
1.2.2 Bombas cinéticas o centrífugas

Las bombas cinéticas adicionan energía al fluido acelerando a través de la acción de un impulsor giratorio, la figura 3 muestra la configuración básica de una bomba centrífuga de flujo radial, la bomba de tipo cinética, más común. El fluido se alimenta hacia el centro del impulsor y después se lanza hacia fuera a través de las paletas. Al dejar el impulsor el fluido pasa a través de una voluta en forma de espiral en donde es frenado en forma gradual, provocando que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido.

El tipo de impulsor de una bomba (flujo axial) depende de la acción hidrodinámica de las hojas impulsoras para levantar y acelerar al fluido en forma axial, a lo largo de una trayectoria paralela al eje del impulsor. La bomba de flujo mezclado incorpora algunas acciones de ambos tipos de bombas, la centrífuga y la de impulsor.

Hay muchas otras maneras en que las bombas pueden mover líquidos. Sin embargo, en el campo de la hidráulica, cuando se trata específicamente del agua, las bombas más comunes son las centrífugas. Por consiguiente, la atención se centrará en este tipo de bombas.

Figura 3. **Bomba centrífuga**



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 414

1.3 Generalidades de bombas centrífugas

1.3.1 Clases, tipos y componentes principales

Las bombas centrífugas se fabrican en dos tipos, el horizontal y el vertical. La primera tiene un propulsor vertical conectado a un eje horizontal. La bomba de tipo vertical consta de un propulsor horizontal conectado a un eje vertical.

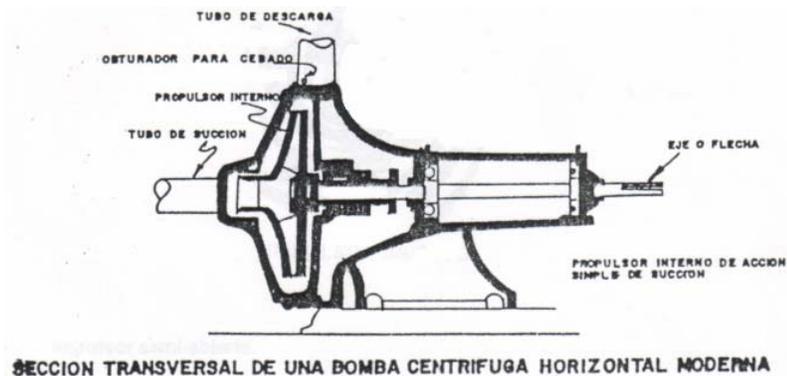
La bomba centrífuga funciona bajo el principio de la centrifugación, en estas bombas el motor o cualquier otro medio que las accione hace girar una hélice con las aspas sumergidas en agua y encerradas en un estuche. El agua penetra en la caja e inmediatamente es accionado por el impulsor que gira rápidamente. Este movimiento de rotación origina el flujo del centro de dicho impulsor hacia los bordes del mismo o a la parte exterior de la caja, donde se eleva con rapidez la presión de la carga.

Para aligerar esta presión, el agua escapa por el tubo de salida. La bomba centrífuga no funciona hasta que la caja quede totalmente llena de agua o cebada.

Tanto las bombas horizontales como las verticales succionan agua dentro de sus propulsores por lo que deben ser instaladas a sólo unos cuantos metros sobre la superficie del agua, en estas condiciones el tipo vertical tiene mayor ventaja, porque puede bajarse a la profundidad que se deseó para el bombeo y el eje vertical es izado a la superficie donde está el motor. La bomba centrífuga se limita al bombeo en los depósitos de agua, lagos o pozos poco profundos, donde la succión no es mayor de seis metros.

La bomba centrífuga horizontal es la más usada, cuesta menos, es fácil de instalar y es más accesible para su inspección y mantenimiento, sin embargo, requiere mayor espacio que la bomba de tipo vertical. En la figura 4 se muestra una bomba horizontal típica.

Figura 4. **Sección transversal de una bomba centrífuga horizontal**



Fuente: Carlos Menéndez. **Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento.** Pág. 9

1.3.2 Clasificación

Existen varias formas de clasificar las bombas centrífugas entre ellas se tienen las siguientes:

1.3.2.1 Clasificación según el tipo de impulsor

a) Impulsor abierto

En esta clase de impulsor las paletas están unidas directamente al núcleo del impulsor sin ningún plato en los extremos. Su uso está limitado a bombas muy pequeñas, pero se puede manejar cualquier líquido y además inspeccionarlo es muy sencillo. El impulsor se visualiza en la figura 5.

Figura 5. **Impulsor abierto**



IMPULSOR ABIERTO

Fuente: Carlos Menéndez. **Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento.** Pág. 10

b) Impulsor semi-abierto

Su construcción varia en que está colocado un plato en el lado opuesto de la entrada del líquido y por ende está más reforzado que el impulsor abierto, como las paletas al estar unidas tienen la función de disminuir la presión en la parte posterior del impulsor y la entrada de materiales extraños se alojan en la parte posterior del mismo. Figura 6.

Figura 6. **Impulsor semi-abierto**



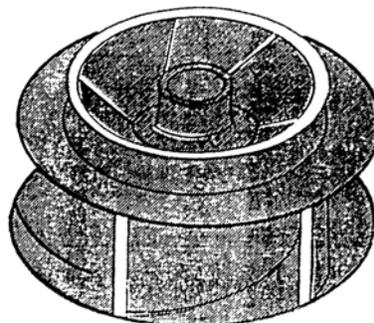
IMPULSOR SEMI-ABIERTO

Fuente: Carlos Menéndez. **Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento.** Pág. 10

c) Impulsor cerrado

Este impulsor se caracteriza porque además del plato posterior lo rodea una corona circular en la parte anterior del impulsor. Esta corona es unida también a las paletas y posee una abertura por donde el líquido ingresa al impulsor. Éste es más utilizado en las bombas centrífugas por su rendimiento que es superior a los dos anteriores. Hay que hacer notar que debe ser utilizado en líquidos que no tienen sólidos en suspensión. Figura 7.

Figura 7. **Impulsor cerrado**



IMPULSOR CERRADO

Fuente: Carlos Menéndez. **Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento.** Pág. 11

1.3.2.2 Clasificación según el tipo de succión

Las cuales pueden ser:

- a) Simple succión
- b) Doble succión

Las bombas de simple succión admiten agua por un sólo lado del impulsor, mientras que las de doble succión lo hacen por ambos lados. Hay que hacer notar que las bombas de doble succión funcionan como si existieran dos impulsores, uno en contra posición del otro y esto elimina el problema del empuje axial. Otra ventaja es la seguridad con la que trabaja frente a la cavitación, ya que el área de admisión del agua es superior a las bombas de simple succión.

1.3.2.3 Clasificación según el número de impulsores empleados

- a) Bombas de una fase
- b) Bombas de múltiples fases

La bomba de una sola fase es la que carga o altura manométrica total es proporcionada por un único impulsor. Ahora la bomba de múltiples fases alcanza su altura manométrica o alcanza con dos o más impulsores, actuando en serie con una misma carcasa y un único eje, es por esto que la bomba de múltiples fases es utilizada en cargas manométricas muy altas.

1.3.2.4 Clasificación según la trayectoria del líquido en el impulsor

a) Bombas de flujo radial:

En este tipo de bomba el líquido penetra al impulsor en dirección paralela al eje de la bomba y sale en dirección perpendicular al eje del impulsor. Las cargas manométricas a manejar son altas.

b) Bombas de flujo axial:

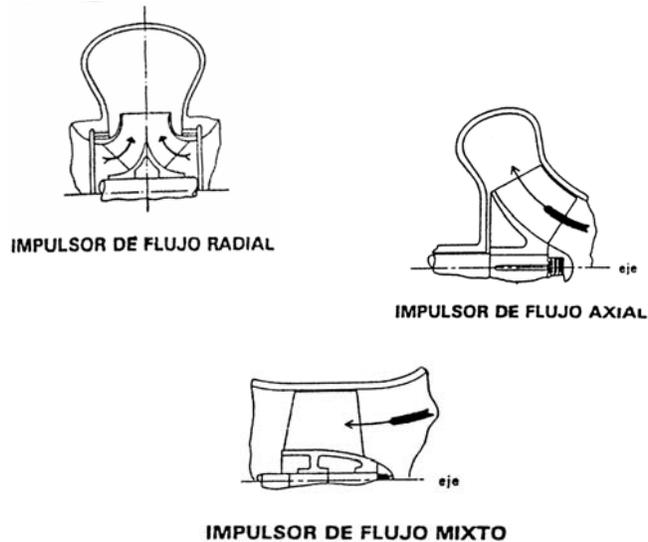
Aquí el líquido penetra axialmente en el impulsor y su salida en la misma dirección, es utilizada para cargas manométricas bajas.

c) Bombas de flujo mixto:

El flujo penetra axialmente en el impulsor y sale en una dirección intermedia entre radial y axial, las cargas manométricas manejadas son medias.

La siguiente figura ilustra la dirección de flujo de los tres casos anteriores.
Figura 8.

Figura 8. **Trayectoria del fluido en el impulsor**



Fuente: Carlos Menéndez. **Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento.** Pág. 13

1.4 Turbinas hidráulicas

Las turbinas son máquinas que extraen energía de una corriente de fluido. El arreglo de paletas, aspas o cubetas unidas al eje de la turbina recibe el nombre de rotor, rueda o rodete. En las turbinas hidráulicas el fluido de trabajo es agua, por lo que el flujo es incompresible. En las turbinas de gas y en las turbinas de vapor la densidad del fluido de trabajo puede cambiar significativamente.

Las turbinas hidráulicas convierten la energía potencial de agua almacenada en trabajo mecánico. Para maximizar la eficiencia de la turbina siempre es una meta de diseño descargar el agua desde una turbina a presión atmosférica, lo más cerca posible a la elevación del canal de descarga, y con la energía cinética residual mínima posible.

El transporte del flujo de agua dentro de la turbina, con pérdidas de energía mínima, también es importante. Un gran número de detalles de diseño deben considerarse, tales como la geometría de entrada, rejillas de basura, etc. El número de grandes fabricantes ha disminuido a unos cuantos, pero las unidades de pequeña escala se están volviendo abundantes. El enorme costo de una planta hidroeléctrica de tamaño comercial justifica el empleo exhaustivo de pruebas de modelos a escala para concretar los detalles de diseño.

1.4.1 Principio de turbo máquinas

Las pérdidas hidráulicas en largas tuberías de alimentación (conocidas como tubos de carga) deben considerarse cuando se diseña la instalación para máquinas de alta carga, tales como las turbinas de impulso; un diámetro óptimo para la tubería de entrada que maximiza la potencia de salida de la turbina puede determinarse para estas unidades.

La salida de potencia de la turbina es proporcional a la relación de flujo volumétrico multiplicada por la diferencia de presión a través de la turbina. A flujo cero, se dispone de la carga hidrostática total, pero la potencia es cero. A medida que la relación de flujo aumenta, disminuye la carga neta a la entrada de la turbina. La potencia primero aumenta, alcanza un máximo y luego disminuye otra vez cuando se incrementa la relación de flujo. Para un diámetro dado del tubo de carga, la potencia máxima teórica se obtiene cuando un tercio de la carga bruta se disipa por pérdidas de fricción en el tubo de carga. En la práctica, el diámetro del tubo de carga se elige mayor que el mínimo teórico, y sólo de 10 a 15 por ciento de la carga bruta se disipa por fricción.

Se requiere cierto diámetro mínimo del tubo de carga para producir una salida de potencia determinada. El diámetro mínimo depende de la salida de potencia deseada, la carga disponible y el material y longitud de tubo de carga.

1.4.2 Tipos de turbinas

Las dos clasificaciones más generales de turbinas son las de impulso y de reacción. Las primeras son accionadas por uno o más chorros libres de alta velocidad. Cada chorro es acelerado en una tobera externa hasta la rueda de la turbina. Si la fricción y la gravedad se desprecian, ni la presión del fluido ni su velocidad relativa a la rueda cambian conforme pasa sobre las cubetas de la turbina. De tal manera, para una turbina de impulso, la expansión del fluido de alta a baja presión toma lugar en toberas externas a los álabes y el rodete no gira lleno de fluido.

Varias turbinas hidráulicas típicas se muestran esquemáticamente en la figura 9. El diagrama a) presenta una turbina de impulso accionada por un chorro, el cual se encuentra en el plano del rodete de la turbina. El agua del chorro golpea cada paleta en forma sucesiva, se desvía y se aleja de la paleta con velocidad relativa casi opuesta a la que tenía antes de incidir sobre la paleta. El agua que se utiliza cae dentro del canal de descarga (no se muestra).

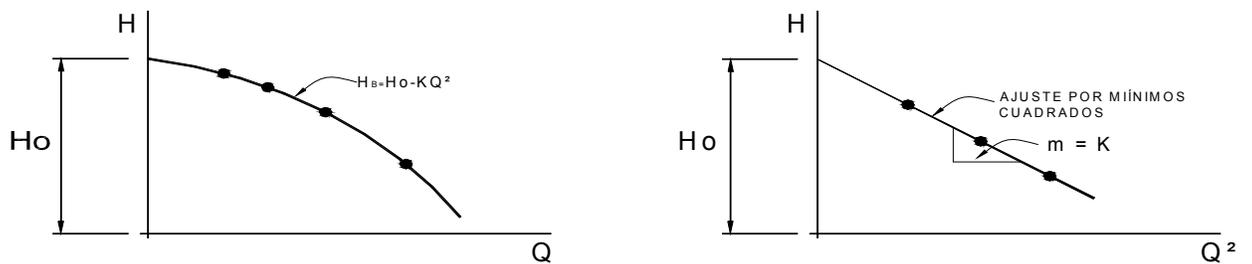
En las turbinas de reacción, parte del cambio de la presión del fluido que ocurre externamente y parte toma lugar dentro de los álabes móviles. La aceleración externa ocurre y el flujo se desvía para entrar a la rueda en la dirección apropiada, cuando pasa por toberas o aspas estacionarias denominadas álabes guía o álabes distribuidores. Se presenta una aceleración adicional del fluido relativa al rotor dentro de los álabes móviles, de modo que tanto la velocidad relativa como la presión de la corriente cambian a través de la rueda. Debido a que las turbinas de reacción operan llenas de fluido, por lo general pueden producir más potencia para un tamaño total determinado que las turbinas de impulso.

Una turbina de reacción del tipo Francis se muestra en la figura 9b. El agua entrante fluye circunferencialmente a través de la carcasa de la turbina, entra a la periferia exterior de los álabes guía estacionarios y fluye hacia la rueda. En la sección transversal, ingresa a la rueda casi radial y se desvía hacia abajo para salir casi axialmente; el patrón de flujo puede considerarse como el de una bomba centrífuga inversa. El agua que abandona el rodete fluye a través de un difusor, conocido como tubo de aspiración, antes de entrar al canal de descarga.

La figura 9c muestra una turbina de propela del tipo Kaplan. La entrada de agua es similar a la de la turbina Francis que acaba de describirse. Sin embargo, el flujo se desvía casi axialmente antes de encontrarse con la rueda de la turbina. El flujo que sale de la rueda puede pasar a través de un tubo de aspiración.

De tal modo, las turbinas varían desde los simples molinos de viento hasta las complejas turbinas de gas y vapor con muchas etapas de álabes diseñados cuidadosamente. Estos dispositivos también pueden analizarse en forma idealizada aplicando el principio de momento angular.

Figura 9. **Diagramas esquemáticos de turbinas hidráulicas típicas**



Fuente: Robert W. Fox. **Introducción a la Mecánica de Fluidos**. Pág. 603

1.5 Turbinas Pelton

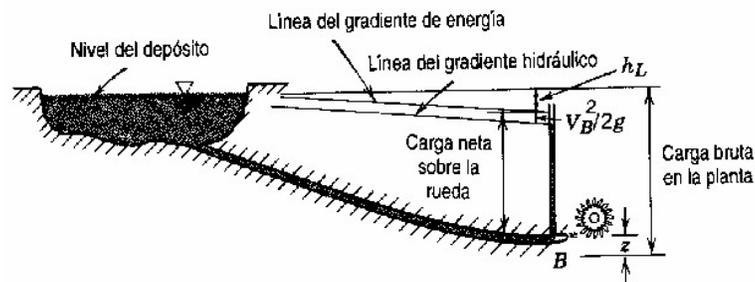
1.5.1 Principio de funcionamiento de la turbina Pelton

La turbina de impulso es una turbo máquina relativamente simple, de manera que se usa para ilustrar los resultados de prueba típicos. Las turbinas de impulso se eligen cuando la carga disponible supera cerca de 300 m. la mayor parte de las turbinas de impulso empleadas hoy en día son versiones mejoradas de la rueda de Pelton desarrollada en la década de 1880 por el ingeniero de minas, estadounidense, Lester Pelton. Una turbina de impulso se alimenta con agua bajo carga elevada a través de un largo conducto denominado tubo de carga. El agua se acelera a través de una tobera y se descarga como un chorro libre de alta velocidad a la presión atmosférica. El chorro incide desviando a los cangilones unidos al aro de una rueda rotatoria, ver figura 9a. Su energía cinética se entrega cuando lo desvían los cangilones.

La salida de la turbina es controlada a velocidad de chorro esencialmente constante, cambiando la relación de flujo del agua que incide sobre los cangilones. Una tobera de área variable puede utilizarse para efectuar cambios pequeños y graduables en la salida de la turbina. Cambios mayores o más rápidos deben conseguirse mediante deflectores de chorro, o toberas auxiliares, para evitar cambios repentinos en la velocidad de flujo y las altas presiones que resultan en la larga columna de agua en el tubo de carga. El agua descargada sobre la rueda a velocidad relativamente baja, cae en el canal de descarga. El nivel de éste se ajusta para evitar que la rueda se sumerja durante las condiciones de inundación. Cuando se disponen grandes cantidades de agua, puede obtenerse potencia adicional conectando dos ruedas a un solo eje o arreglando dos o más chorros para que incidan sobre una sola rueda.

La figura 10 ilustra una instalación de turbina de impulso y las definiciones de carga bruta y neta. La carga bruta disponible es la diferencia entre los niveles en el depósito de alimentación y el canal de descarga. La carga neta o efectiva, H , utilizada para calcular la eficiencia, se toma como la diferencia entre la carga total en la entrada de la tobera y la elevación de la línea central de la tobera. De tal modo, la turbina de impulso se carga con la pérdida en la tobera y con cualquier energía cinética residual del agua que cae en el canal de descarga. (en instalaciones de alta carga esta corrección es un pequeño porcentaje de la carga bruta). En la práctica, el tubo de carga suele dimensionarse de manera que a la potencia nominal, la carga neta sea 85–95 por ciento de la carga bruta.

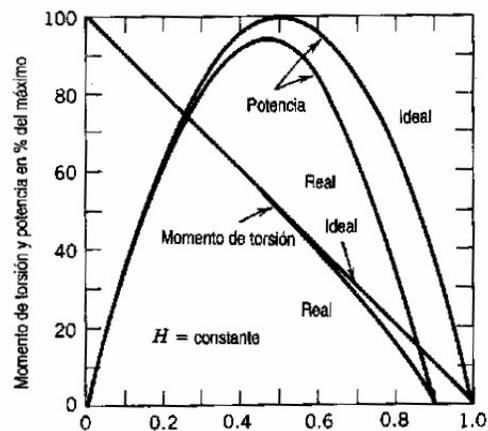
Figura 10. **Esquema de la instalación de una turbina de impulso, donde se muestra las definiciones de cargas bruta y neta**



Fuente: Robert W. Fox. **Introducción a la Mecánica de Fluidos**. Pág. 622

Además de la pérdida de la tobera, las pérdidas de rozamiento con el aire, la fricción de los cojinetes y la fricción superficial entre el chorro y el cangilón reducen el funcionamiento en comparación con el caso ideal, sin fricción. La figura 11 muestra los resultados típicos de las pruebas efectuadas a carga constante.

Figura 11. **Funcionamiento de velocidad variable ideal y real para una turbina de impulso (Pelton)**



Fuente: Robert W. Fox. **Introducción a la Mecánica de Fluidos**. Pág. 623

La eficiencia pico de la turbina de impulso corresponde a la potencia pico, puesto que las pruebas se efectúan a carga y relación de flujo constantes. Para la turbina ideal, esto ocurre cuando la velocidad de la rueda es la mitad de la velocidad del chorro. En las instalaciones reales, la eficiencia pico ocurre a una velocidad de rueda sólo ligeramente menor que la velocidad del chorro.

Esta condición fija la velocidad de la rueda, una vez que la velocidad de chorro se establece para una instalación determinada. En el caso de grandes unidades, la eficiencia total puede ser tan alta como el 88 por ciento.

2 REQUISITOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 Cavitación

Cuando se bombea agua, si la presión en cualquier punto de la tubería de aspiración o de la bomba misma, llega a reducirse a un valor igual al de la presión de su vapor, se forma burbujas de aire en el seno del líquido. Cuando se desplazan hasta puntos de mayor de presión en su recorrido por la bomba, estas burbujas estallan violentamente por la acción llamada implosión.

La formación y el estallido de estas burbujas de vapor se denominan cavitación. Ésta puede interferir con el funcionamiento de la bomba y también dañar parte de la misma, al producir agujeramiento o vibración excesiva.

La cavitación se manifiesta cuando la carga hidráulica sobre la entrada de la bomba es muy pequeña para la operación específica que está realizando. Cuando el agua hace su entrada al mecanismo de la bomba, la carga debe ser suficientemente alta para que en el interior de la bomba, cuando la velocidad aumenta y la presión disminuye ésta última no pueda descender hasta el punto de vaporización, en ningún lugar del recorrido del agua.

De aquí parte la definición del NPSH el cual es un parámetro para evitar la cavitación en la bomba.

2.2 Carga neta positiva de succión (NPSH)

El término NPSH, se encuentra en la literatura técnica en inglés y quiere decir *Net Positive Suction Head* que se traduce como carga neta positiva de succión. Se define como la altura manométrica en pies o metros, leída en la brida de aspiración de la bomba y referida al eje de ella, menos la tensión del vapor del líquido en pies o metros, más la carga de velocidad en pies o metros de líquido en la misma brida de entrada en la bomba.

Para una instalación de bombeo existe dos NPSH:

“NPSH Requerido”, característico de la bomba y otro.

“NPSH Disponible”, del lado de aspiración de la instalación, por las condiciones de funcionamiento.

2.2.1 NPSH requerido

Es una función del tipo de bomba y caudal. No depende teóricamente del líquido, pero varía con el caudal y la velocidad. Es la diferencia mínima requerida entre la altura práctica de aspiración y la tensión de vapor del líquido, para evitar que haya vaporizaciones entre la brida de aspiración y la entrada al primer impulsor de la bomba.

Este término deberá ser proporcionado por el fabricante de la bomba.

2.2.2 NPSH disponible

Es la diferencia entre la altura de aspiración absoluta y tensión de vapor en las condiciones de funcionamiento. Varía con el caudal y para una altura geométrica y tensión de una altura determinada, disminuye cuando las pérdidas por fricción aumentan. La NPSH disponible está expresada como:

$$\text{NPSH} = h_{\text{atm}} \pm h_s - h_v - h_f - \Sigma h_l$$

En donde:

h_{atm} : Presión atmosférica en metros o pies.

h_s : Altura total de aspiración en metros o pies, negativa si la bomba se encuentra por encima del nivel de bombeo y positiva si se encuentra por debajo del mismo.

h_v : Tensión o presión del vapor de agua expresada en metros o pies.

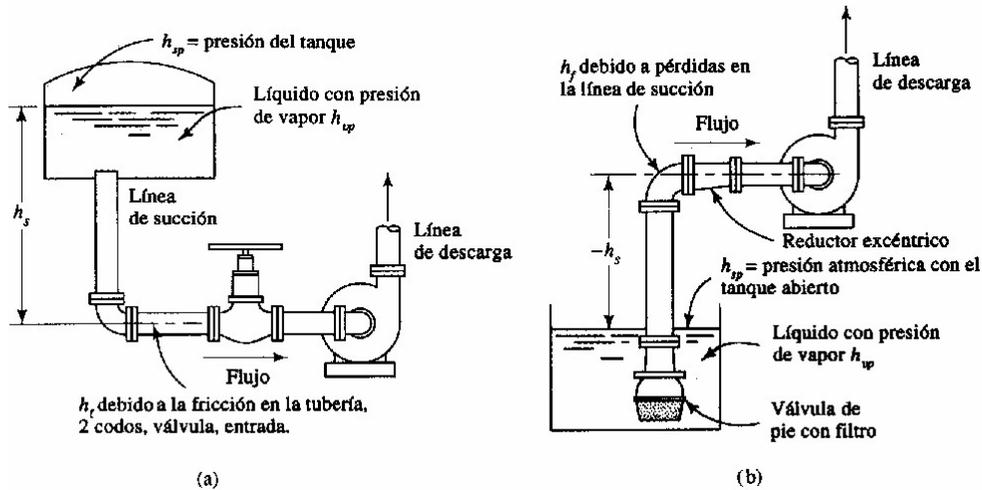
h_f : Pérdida por fricción en la tubería de succión expresada en metros o pies.

Σh_l : Pérdidas totales en accesorios que estén ubicados en la tubería de succión.

$h_{\text{atm}} + h_s$: Será el valor de la altura total de aspiración.

Remitirse a la figura 14 para ilustrar los términos:

Figura 12. **Detalles de la línea de succión de una bomba y definición de términos para calcular la NPSH**



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 43

2.2.3 Carga de entrada disponible contra requerida

En cualquier instalación específica la carga total disponible a la entrada (absoluta), deberá ser igual o superior, a la altura total requerida a la entrada (absoluta), cuando el nivel del líquido a que se va a bombear se haya por debajo de la bomba, la carga total disponible a la entrada (absoluta), es igual a la presión atmosférica (expresada en columna de agua), menos la distancia vertical desde el nivel de bombeo hasta la entrada de la bomba. Si el nivel de bombeo se haya por encima de la entrada de la bomba, la carga total disponible a la entrada (absoluta), es equivalente a la presión atmosférica más la distancia vertical desde el nivel de bombeo hasta la entrada de la bomba.

Los fabricantes de bombas proporcionan datos acerca de la cabeza de succión positiva neta que se requiere para una operación satisfactoria. La persona que seleccione una bomba debe asegurarse que existe un NPSH disponible lo suficientemente grande. Esto es,

$$\text{NPSH disponible} > \text{NPSH requerida.}$$

Los requisitos hidráulicos exigidos por la toma de una instalación particular se pueden quizá visualizar mejor estableciendo la elevación necesaria del nivel del bombeo con respecto a la de la entrada de la bomba. La diferencia de la presión atmosférica y la carga total requerida a la entrada (absoluta) dará, ya sea, la máxima altura de aspiración o la mínima sumergida de la bomba, para lograr una operación satisfactoria.

La aspiración ejercida por una bomba no depende de ninguna fuerza aplicada directamente al agua por la bomba misma, si no de la presión negativa que se desarrolla a la entrada de ésta. Una carga negativa de presión equivale a una altura inferior a la presión atmosférica.

Esta presión negativa se denomina también succión o aspiración. La succión o aspiración consiste en la acción de atraer un fluido hasta una tubería o cámara de bombeo, mediante la producción de un vacío parcial, esto es, reduciendo la presión por debajo de la atmosférica. La presión atmosférica sobre la superficie libre del agua contenida en un pozo, obliga al agua a subir y desplazarse hasta aquella parte de la bomba en que se ha desarrollado una presión menor (succión o aspiración).

Si el agua se haya en movimiento, la máxima altura de succión queda limitada por cuatro factores, los cuales son: presión atmosférica, presión de vapor, pérdida de carga debida a la fricción y carga exigida por la bomba misma a la entrada.

La presión atmosférica varía de acuerdo con las condiciones de la atmósfera y la elevación de la superficie de la tierra. En la práctica se supone que la atmósfera terrestre ejerce normalmente al nivel del mar una presión de 760 mm. de mercurio, equivalente a 10.33 m. de columna de agua.

Por lo tanto, al nivel del mar y bajo condiciones normales se puede suponer que una columna de agua podría ser elevada a hasta de 10.33 m, si se pudiese producir un vacío perfecto.

Sin embargo, esta succión no podría manifestarse, aunque se produjese un vacío perfecto, debido a otros factores que lo limitan como son la presión de vapor y fricción en la tubería. El agua al igual que todos los líquidos, tiene la tendencia a transformarse del estado líquido al de vapor.

Se dice que los líquidos ostentan altas presiones de vapor, cuando su tendencia a la evaporación es grande. Muchos de los líquidos permanecen en este estado solamente cuando se hayan sometidos a presiones mayores que la atmosférica.

Algunos otros tienen la presión de vapor baja, y sólo muestran una pequeña tendencia a la evaporación, aún dentro del máximo vacío obtenido. El agua se halla en medio de estos dos extremos. La tendencia del agua a evaporarse, lo mismo que su presión de vapor, aumentan rápidamente conforme a su vez lo hace la temperatura.

La presión de vapor es un factor de gran significación en el funcionamiento de todos los dispositivos de bombeo. Es de particular importancia en las bombas cinéticas, tales como las bombas centrífugas, y su importancia disminuye en las bombas el desplazamiento positivo. La presión de vapor ejerce un efecto limitante en la altura de aspiración de todos tipos de bombas.

2.3 Sobrepresión por golpe de ariete

El caso más importante de golpe de ariete en una línea de descarga de bombas accionadas por motores eléctricos, se verifica luego de una interrupción de energía eléctrica.

En este caso, debido a la inercia de las partes rotativas de los conjuntos elevadores, inmediatamente después de la falta de corriente, la velocidad de las bombas comienza a disminuir, reduciéndose rápidamente el caudal. La columna líquida continua subiendo por la tubería de descarga hasta el momento en que la inercia es vencida por la acción de la gravedad. Durante este período se verifica una descompresión en el interior de la tubería.

Enseguida, ocurre una inversión en el sentido del flujo y la columna líquida vuelve a las bombas.

No existiendo válvulas de retención, las bombas comenzarían, entonces a funcionar como turbinas, girando en sentido contrario.

Con excepción de los casos en que la altura de elevación es pequeña, con descarga libre, en las líneas de bombeo son instaladas válvulas de retención o válvulas *check*, con el objeto de evitar el retorno de líquido a través de las bombas. Con la corriente líquida al retornar a la bomba, encontrando la válvula de retención cerrada ocasiona el choque y la compresión del fluido, lo cual da origen a una onda de sobrepresión (golpe de ariete).

Si la válvula *check* funciona normalmente cerrándose en el momento preciso, el golpe de ariete no alcanzará el valor correspondiente a dos veces la altura manométrica.

Si, al contrario, la válvula *check* no cierra rápidamente la columna líquida retornará, pasando a través de la bomba y con el tiempo, pasará a adquirir velocidades más altas elevándose considerablemente el golpe de ariete, en el momento en el que la válvula funcione (pudiendo alcanzar el 300 % de la carga estática, dependiendo del tiempo de cierre).

El cálculo riguroso del golpe de ariete en una instalación de bombeo exige el conocimiento previo de datos relativos a los sistemas de bombeo, que influyen en el fenómeno:

- a) El momento de inercia de las partes rotativas de la bomba y del motor ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
- b) Características internas de la bomba (efectos sobre la disipación de energía, funcionamiento como turbina);
- c) Condiciones de la bomba en la rama de descarga y comportamiento de la onda de presión.

Antes de adquiridas y conocidas las bombas, apenas se puede hacer una consideración del golpe de ariete, con base en datos admitidos o aproximados.

2.3.1 Medidas para contrarrestar el golpe de ariete en sistemas de bombeo

Con el objeto de limitar el golpe de ariete en las instalaciones de bombeo, pueden ser tomadas las siguientes medidas de protección:

- a) Instalaciones de válvulas de retención o válvulas *check*, para cierre, de buena calidad.
- b) Empleo de tubos capaces de resistir la presión máxima prevista (generalmente dos veces la presión estática).
- c) Adopción de aparatos que limiten el golpe, tales como válvulas de alivio, etc.
- d) Empleo de cámaras de aire comprimido.
- e) Utilización de dispositivos especiales tales como la instalación de volante en los conjuntos elevadores.
- f) Construcción de cámaras de compensación o pozos de oscilación.

2.3.2 Medidas generales contra el golpe de ariete

El golpe de ariete es combatido, en la práctica, por varias medidas:

- a) Limitación de la velocidad en las tuberías.
- b) Cierre lento de válvulas o registros, construcción de piezas que no permitan la obstrucción muy rápida.
- c) Empleo de válvulas o dispositivos mecánicos especiales, válvulas de alivio cuyas descargas impiden valores excesivos de presión.

- d) Fabricación de tubos con espesor aumentado, teniendo en cuenta la sobrepresión admitida.
- e) Construcción de pozos de oscilación capaces de absorber los golpes, permitiendo la oscilación del agua. Esta solución es adoptada siempre que las condiciones topográficas sean favorables y las alturas geométricas pequeñas. Los pozos de oscilación deben ser localizados tan próximo sea posible de la casa de máquinas.
- f) Instalación de cámara de aire comprimido que proporcione el amortiguamiento de los golpes. El mantenimiento de estos dispositivos requiere ciertos cuidados, para que sea mantenido el aire comprimido en las cámaras.

2.4 Propiedades de las turbinas

2.4.1 Elección entre turbinas Pelton y turbinas Francis

Cuando se trata de decidir si una planta hidroeléctrica debe tener turbinas Pelton o Francis hay que considerar una serie de puntos. Las turbinas Francis requieren menos espacio y operan con velocidades de rotación mayores, bajo las mismas condiciones. Sin embargo, las velocidades hidráulicamente posibles pueden verse limitadas por las posibilidades de diseño del generador o por los esfuerzos máximos que fija el diseño de la turbina.

Hidráulicamente, la Francis es más ventajosa, porque puede utilizar la carga aguas abajo, en el tubo de desfogue; en tanto que la Pelton debe ubicarse algunos metros arriba del nivel de aguas abajo. Por lo tanto las turbinas Francis son especialmente apropiadas para las plantas subterráneas.

El trabajo de excavación para las Francis es bastante mayor que para las Pelton, en virtud de que tienen que evitarse las condiciones que podrían producir cavitación.

Las turbinas Francis tienen eficiencias más altas, a condición de que operen en las condiciones de diseño. Por otra parte, las Pelton poseen eficiencias altas, aun cuando la carga y el gasto son menores que los de diseño.

Otro factor a tomar en cuenta para elegir entre Francis de alta presión y Pelton, es el contenido de arena y otras impurezas en el agua. Con turbinas Francis es más complicado el reemplazo de anillos de sello y laberintos desgastados, ya que esto requiere quitar piezas grandes y de difícil acceso.

Las turbinas Pelton son más sensibles al desgaste, pero sus piezas están mucho más al alcance.

2.4.2 Curvas características de las turbinas

Las curvas características de las turbinas son las de eficiencia, contra el porcentaje de potencia máximo, y las curvas de isoeficiencia.

Las primeras indican cómo operan las máquinas. De la figura 13 que se anexa, se deducen las siguientes conclusiones.

Las ruedas Pelton y las turbinas Kaplan son las mejores máquinas para trabajar en sistemas no interconectados.

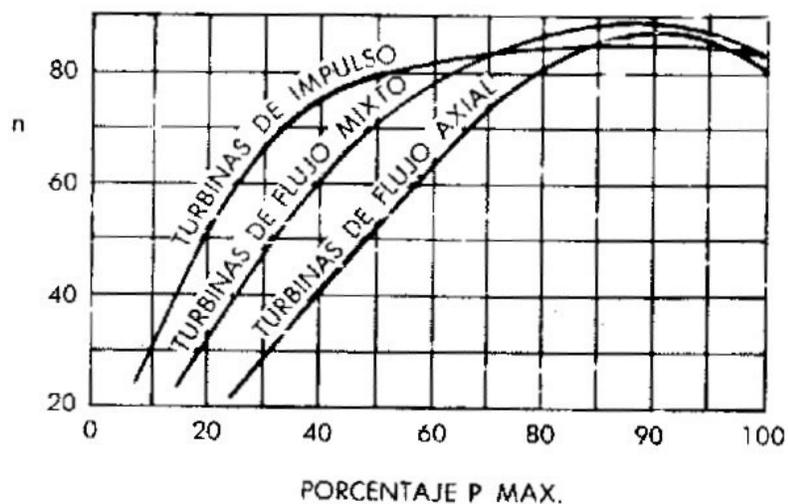
El intervalo de operación en que se mantiene alta la eficiencia es muy amplio.

Las turbinas Francis lentas y normales pueden trabajar en sistemas no interconectados, en aquellos casos en que la fluctuación de demanda de potencia sean pequeñas.

Las turbinas Francis rápidas y las hélices sólo trabajan correctamente en sistemas interconectados o en bloque.

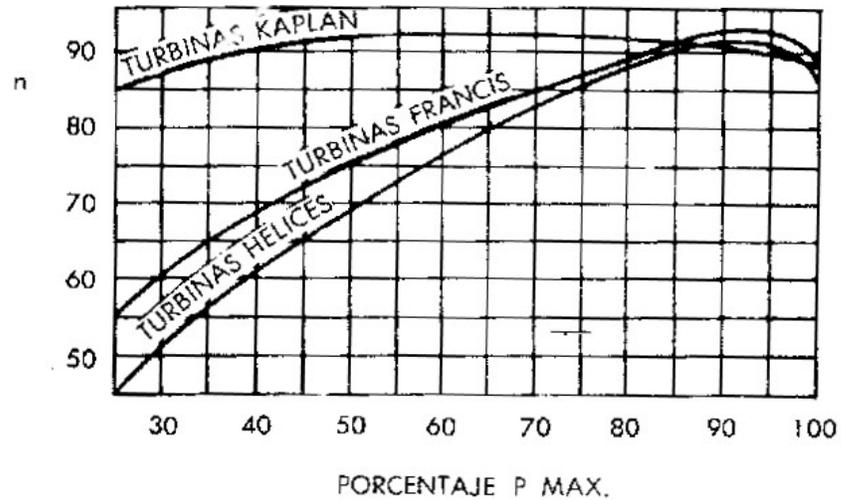
A continuación se tienen las figuras 16 y 17 que muestran las curvas típicas. Obsérvese que aunque las ruedas Pelton tienen las eficiencias más bajas, su intervalo de operación a máxima eficiencia es muy amplio.

Figura 13. **Curvas de eficiencia, según el porcentaje de Pmax turbinas**



Fuente: Manuel Viejo Zubicaray. **Bombas, teoría, diseño y aplicaciones** Pág. 245

Figura 14. **Curvas de eficiencia según el porcentaje de Pmax de las turbinas hélices, Francis, y Kaplan**



Fuente: Manuel Viejo Zubicaray. **Bombas, teoría, diseño y aplicaciones** Pág. 245

Obsérvese que las turbinas Kaplan tienen las mejores eficiencias y su intervalo de operación es el más amplio; pero su aplicación está restringida a sistemas de baja carga.

2.5 Eficiencia de las máquinas hidráulicas

2.5.1 Eficiencia de las bombas

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, sólo parte de la energía comunicada por el eje del impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes, incluyendo las pérdidas por choque a la entrada del impulsor, la fricción por el paso del fluido a través del espacio existente entre las palas o álabes y las pérdidas de alturas al salir el fluido del impulsor. El rendimiento de una bomba es bastante sensible a las condiciones bajo las cuales esté operando. El rendimiento de una bomba viene dado por:

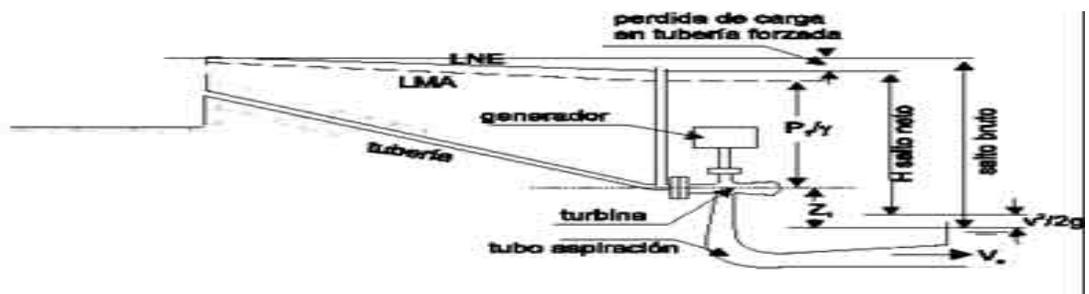
donde γ , Q y h se definen de forma habitual; T es el par ejercido por el motor sobre el eje de la bomba y ω el régimen de giro del eje en radianes por segundos.

2.5.2 Eficiencia de turbinas

El rendimiento se define como la relación entre la potencia mecánica transmitida al eje de la turbina y la potencia hidráulica correspondiente al caudal y salto nominales.

Dadas las pérdidas que tienen lugar en el conjunto de la turbina de reacción, el rodete sólo utiliza una altura H_u , inferior al salto neto H_n , tal y como se define en la figura 15.

Figura 15. Esquema de la línea de energía

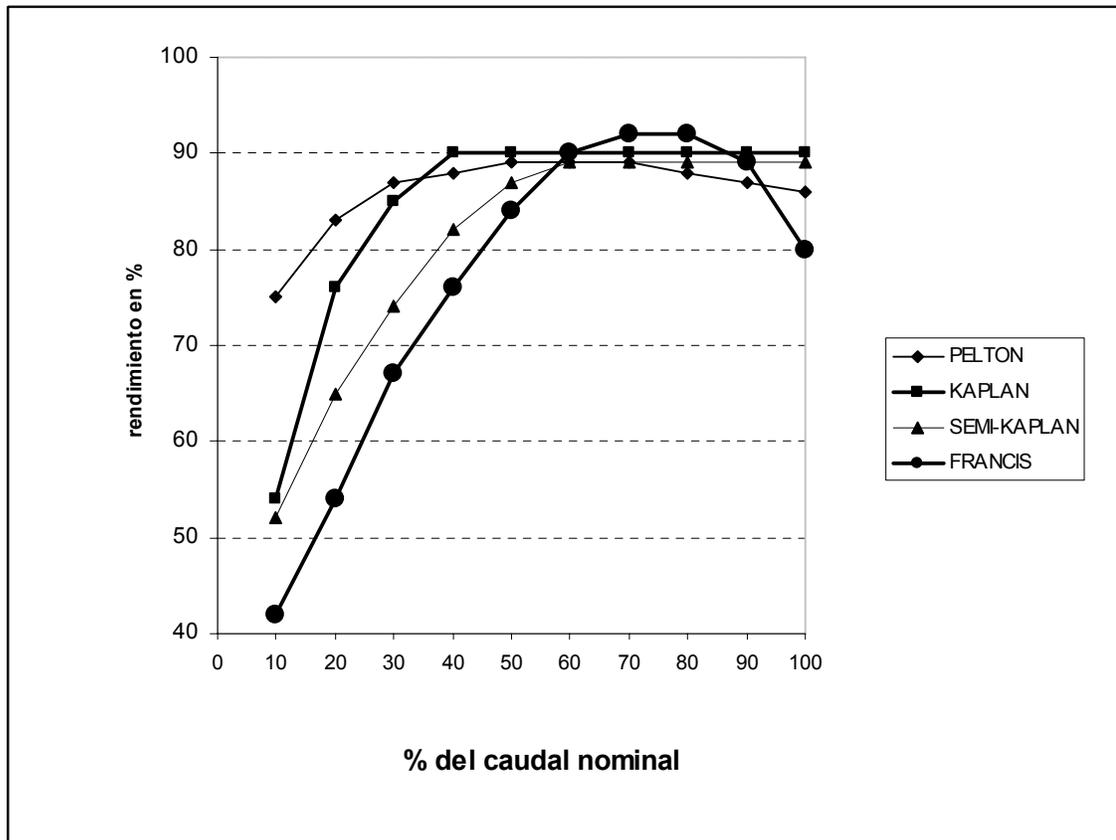


Estas pérdidas son esencialmente por fricción y tienen lugar en la cámara espiral, en los álabes directores y del rodete, y sobre todo en el tubo de aspiración o difusor.

Para cada tipo de turbina se toman como referencia, para conocer la altura de salto unos puntos concretos, sin embargo, por el momento no existe un código de cálculo que establezca de forma unívoca la altura de salto de cara a hallar del rendimiento de una turbina de flujo cruzado, por lo que hay que extremar las precauciones cuando se comparan soluciones en las que intervienen turbinas de este tipo (como se verá en la profundización de la turbina *Banki-Mitchell* estas curvas de rendimiento son variables). En todo caso midiendo la altura de salto con el mismo criterio que en las turbinas Pelton, su rendimiento rara vez supera el 84 por ciento.

La figura 16 anexa muestra las curvas de rendimiento en función del caudal para distintos tipos de turbina.

Figura 16. **Curvas de eficiencia o rendimiento en turbinas**



3 INSTALACIONES HIDROELÉCTRICAS

3.1 Teoría de generadores eléctricos

Un generador es una máquina eléctrica generadora de corriente alterna que consiste en un dínamo cuyo inducido es un carrete abierto que gira entre uno o varios pares de polos alternados (norte-sur), o bien, inversamente, en un electroimán multipolar que gira dentro del inducido. Se encuentra ubicado dentro de la casa de máquina.

El movimiento de los electrones por un conductor metálico, como consecuencia de una diferencia de potencial entre sus extremos, puede compararse con el flujo de agua entre depósitos situados a diferente altura y conectados mediante una tubería. Cuando se llena el depósito superior el agua desciende, pero dicho movimiento dura sólo en tanto se mantiene una diferencia entre los niveles de agua en ambos depósitos. Para mantener el agua en continua circulación es necesario intercalar una bomba que eleve de nuevo el agua desde el depósito inferior al superior.

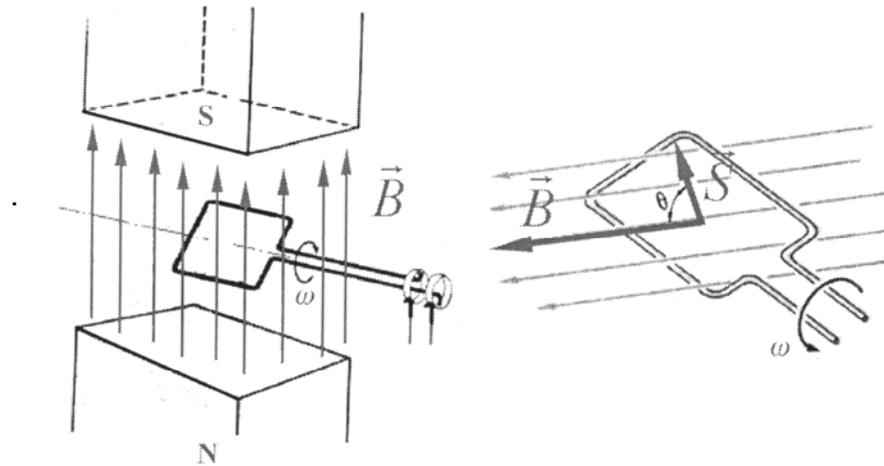
Para mantener una corriente eléctrica en el interior de un conductor es preciso que exista una diferencia de potencial constante entre sus extremos; hace falta, pues, un dispositivo que juegue un papel análogo al de la bomba en el circuito hidráulico. Dicho dispositivo recibe el nombre de generador. Una asociación de conductores con un generador constituye un circuito eléctrico en donde puede tener lugar un movimiento continuado de cargas. El generador mantiene constante la diferencia de potencial entre dos puntos del circuito, o dicho en otros términos, genera un campo eléctrico en el conductor que es el responsable de la corriente.

Los generadores están situados justo encima de las turbinas y van conectados con árboles verticales.

Un generador consta, en su forma más simple de:

- a) Una espira que gira impulsada por algún medio externo.
- b) Un campo magnético uniforme, creado por un imán, en el seno del cual gira la espira anterior. Ver figura 17.

Figura 17. Esquema de un generador



A medida que la espira gira, el flujo magnético a través de ella cambia con el tiempo, induciéndose una fuerza electromotriz, y si existe un circuito externo, circulará una corriente eléctrica.

Para que un generador funcione, hace falta una fuente externa de energía (hidráulica, etc.) que haga que la bobina gire con una frecuencia deseada.

3.1.1 Fuerza electromotriz de un generador

La fuerza electromotriz es la magnitud que caracteriza el comportamiento del generador en un circuito eléctrico. En el caso de una bomba hidráulica la potencia mecánica representa la energía que suministra al circuito por unidad de tiempo. En los circuitos eléctricos se define la fuerza electromotriz de un generador y se representa mediante la letra E , como la energía que cede el generador al circuito por cada unidad de carga que lo atraviesa y que se invierte en incrementar su energía potencial eléctrica. Cada carga al pasar por el generador recibe una dosis de energía que podrá gastar después en su recorrido a lo largo del circuito.

Con frecuencia, se emplean las iniciales f.e.m. para designar esta magnitud, que siendo una energía se la denomina impropia mente fuerza. Según su definición la f.e.m. se expresará en unidades de energía partido por unidades de carga. Este es también el caso de las magnitudes potencial y diferencia de potencial

El tipo de generador más utilizado en las hidroeléctricas es: el generador electromagnético se basa en el fenómeno de la inducción electromagnética. Cuando un conductor cerrado se hace girar en el seno del campo magnético producido por un imán, se genera en su interior una diferencia de potencial capaz de producir una corriente eléctrica. Es el tipo de generador denominado alternador que se emplea en las grandes plantas de producción de energía eléctrica y en hidroeléctricas. En ellas, diferentes formas de energía, cuya naturaleza depende del tipo de central, se invierten en mover grandes bobinas de conductores, haciéndolas girar en el seno de campos magnéticos. De este modo se producen tensiones eléctricas entre sus bornes cuya polaridad positiva/negativa, se invierte alternativamente con el tiempo a razón de cincuenta veces en cada segundo.

La fuerza electromotriz (F.E.M.), es una característica de cada generador eléctrico, y se define como el trabajo que el generador realiza para pasar la unidad de carga positiva del polo negativo al positivo por el interior del generador. Esto se justifica en el hecho de que cuando circula esta unidad de carga positiva por el circuito exterior al generador, desde el polo positivo al negativo; al llegar a este polo negativo es necesario realizar un trabajo o sea, un consumo de energía para el transporte de dicha carga por el interior desde un punto de menor potencial (polo negativo) a otro de mayor potencial (polo positivo).

3.2 Definición y clasificación de centrales eléctricas

Industrialmente, la corriente eléctrica es producida por alternadores accionados por motores térmicos, máquinas hidráulicas o reactores atómicos. De allí la clasificación general para las centrales eléctricas:

- a) Centrales termoeléctricas;
- b) Centrales hidroeléctricas;
- c) Centrales eléctricas nucleares.

En las primeras, se emplean máquinas de vapor, turbinas de vapor o motores diesel. En las instalaciones hidroeléctricas se utilizan ruedas o turbinas hidráulicas. En las centrales que aprovechan energía atómica, se emplean reactores de potencia.

El aprovechamiento hidroeléctrico prescinde del consumo de combustibles y predomina en las regiones favorecidas por la naturaleza con caídas de agua.

3.3 Centrales hidroeléctricas

Las instalaciones hidroeléctricas comprenden, esencialmente, las siguientes partes:

- a) Volumen de agua existente o establecido en cota adecuada;
- b) Obras de derivación y conducción del agua;
- c) Casa de máquinas, con una o más turbinas;
- d) Canal de desfogue.

Las turbinas accionadas por la energía hidráulica son acopladas a los alternadores. En la prolongación de cada eje existe además un dínamo excitador destinado a producir la corriente continua necesaria para la formación de los campos del alternador. En la figura 18 y 19 se muestra un esquema de una central hidroeléctrica.

Figura 18. **Esquema de una central hidroeléctrica**

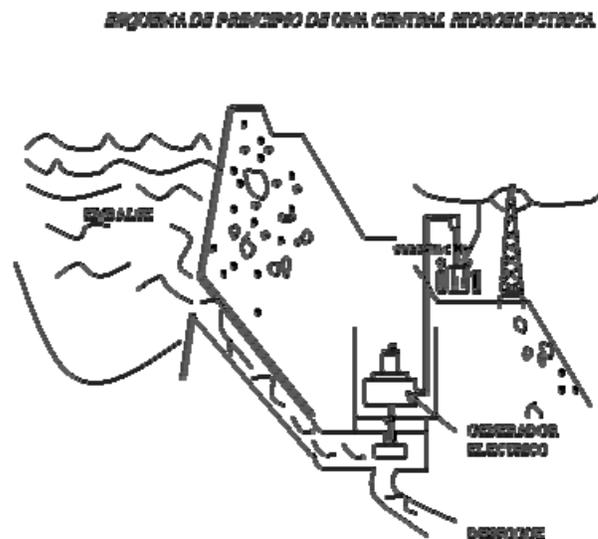
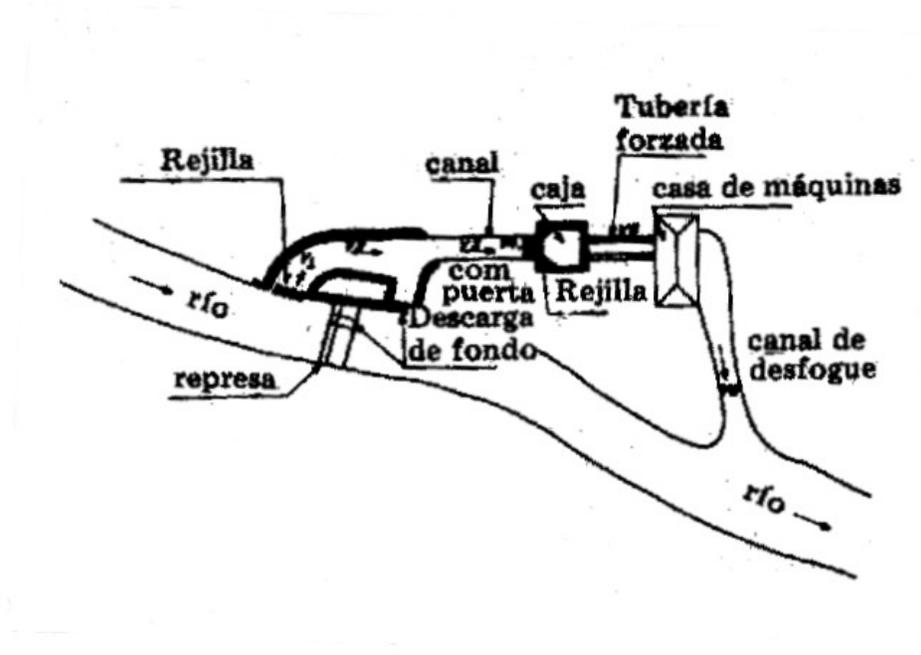


Figura 19. Instalación hidroeléctrica típica



Fuente: J.M. de Azevedo, Guillermo Acosta A. **Manual de Hidráulica** Pág. 542

3.4 Energía de las caídas de agua

La energía disponible en una caída es proporcional al caudal y a la carga neta de caída. Son estos por lo tanto, los elementos que deberán ser conocidos para su determinación.

La energía potencial teórica o bruta, en caballos de fuerza, será:

$$HP = \frac{QH}{75} = 0.0133QH$$

En un sistema hidroeléctrico, hay varias pérdidas que deberán ser consideradas. Teniéndose en cuenta la pérdida en la conducción del agua y la pérdida mecánica en la propia turbina, se puede determinar la potencia efectiva en el eje de la turbina, multiplicándose la expresión por la eficiencia n_1 .

$$HP = \frac{QH\eta_1}{75}$$

El valor de n_1 , generalmente, está comprendido entre 75 y 80%. Admitiéndose 75%, se encuentra:

$$HP = \frac{QH0.75}{75} = \frac{QH}{100} = 0.01QH$$

La eficiencia del alternador puede ser estimado entre 90 y 95%. Tomándose el primer valor, se encuentra para la energía disponible en las terminales del generador:

$$HP = \frac{QH}{100} 0.90 = \frac{QH}{111} = 0.009QH$$

Se debe aún considerar la línea de transmisión existente entre el generador y el lugar de utilización de la energía. Estimándose en 10% la pérdida en la transmisión, se llega, finalmente, al valor de la potencia aprovechable al final de la línea:

$$HP = \frac{QH}{111} 0.90 = \frac{QH}{120} = 0.008QH$$

Se verifica, entonces, que la energía efectiva, utilizable en el lugar de consumo, corresponde de 60 a 70% de la energía teórica de la caída.

Las fórmulas anteriores expresan la potencia en caballos-vapor o, prácticamente, en HP. Pero como desde el punto de vista eléctrico interesa más conocer la potencia disponible en KW, ellas pueden ser convertidas a esta unidad, sabiéndose que cada CV corresponde a 0,736 KW.

La potencia bruta esta dada por:

$$KW = 0,0098QH;$$

$$\text{Kilovatios al final de la línea} = 0,006QH.$$

Ejemplo:

En una instalación hidroeléctrica la carga neta es de 50 m y el caudal disponible es de 3,000 l/s.

Estimándose en 65% la eficiencia global de toda la instalación (tubería forzada, turbina hidráulica, alternador y excitador).

- a) La potencia teórica de la caída en caballos-fuerza;
- b) La potencia real del sistema, en caballos-fuerza;
- c) La cantidad de energía eléctrica disponible por segundo, en kilovatios.

Potencia teórica:

$$HP = \frac{3000 * 50}{75} = 2000 \text{ caballos - fuerza}$$

Potencia del sistema, en caballos-vapor:

$$HP = 2000 * 0.65 = 1300 \text{ caballos - fuerza}$$

Potencia disponible en kilowatios:

$$kW = 1300 * 0.736 = 957 kW$$

3.4.1 Variación de la carga

Como el consumo de energía eléctrica no es constante o uniforme a lo largo del tiempo, todas las centrales eléctricas están sujetas a la variación de carga, unas más otras menos.

Al estudiarse esta influencia, se considera:

- a) Variación diaria de carga (24 horas).
- b) Variación de carga anual (12 meses).

Estas variaciones son cíclicas y presentan valores máximos correspondientes a las ocasiones de mayor actividad.

Se denomina demanda máxima o carga pico de una instalación la mayor potencia solicitada de esta instalación.

3.4.2 Factor de carga

Se define factor de carga de una instalación como la relación entre la carga máxima y la carga media, durante un determinado período. Si por ejemplo, en determinado sistema de demanda media igual a 950 KW, la carga máxima alcanza 1600 KW, el factor de carga será:

$$\frac{950}{1600} = 0.59$$

3.4.3 Modalidades de aprovechamiento

El aprovechamiento de un curso de agua para producción de energía eléctrica puede ser hecho sin la acumulación de agua, con acumulación diaria, con gran acumulación.

En el primer caso, el caudal exigido por las turbinas es inferior a la descarga del río en las condiciones más desfavorables. En otras palabras, la potencia instalada queda limitada al caudal mínimo del curso de agua en el año de mayor sequía.

La acumulación diaria es hecha con el objeto de sacar provecho de las horas de menor consumo de electricidad, reservándose, un volumen de agua suficiente para atender las horas de mayor demanda.

Con gran acumulación se obtiene el mayor aprovechamiento posible de un curso de agua. Se construye el vaso con capacidad para acumular, durante la época de las lluvias, un volumen de agua suficiente para que sea superado el período de la sequía.

3.5 Producción de energía eléctrica

En los países desarrollados, la producción de energía eléctrica per cápita generalmente, sobrepasa 1,000 kW/año. En el Brasil la producción ha sido escasamente de 300 kW/año per cápita.

Tabla I. Producción de energía de países desarrollados

País	kW/año por hab.
Noruega	7,700
Canadá	5,600
Estados Unidos	4,160
Suecia	4,100

3.6 Costos de las instalaciones

Las instalaciones hidroeléctricas son las más económicas:

Instalaciones hidroeléctricas	US \$ 120 – 300/Kw
Instalaciones termoeléctricas	US \$ 110 – 150/Kw
Instalaciones eléctricas nucleares	US \$ 400 – 500/Kw

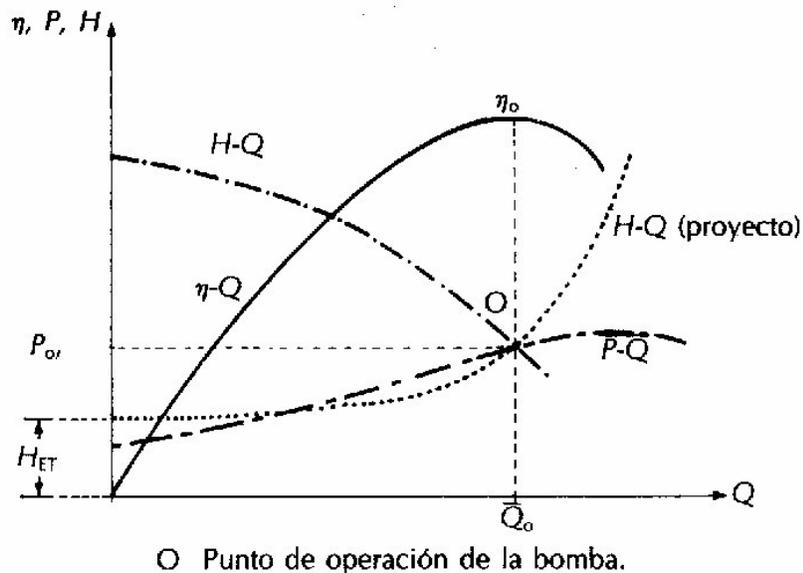
4 PRÁCTICAS DE LABORATORIO

4.1 Definición de curvas características o de rendimiento de bombas y turbinas

Una vez definido el proyecto de bombeo debe buscarse el tipo y marca de bomba o bombas que más convengan. Para esto se recurre a las llamadas curvas características que proporciona el fabricante y que son básicamente las representaciones gráficas de las siguientes leyes: $H - Q$, ya vista anteriormente y que se llama curva de carga; $\eta - Q$, llamada curva de eficiencia y $P - Q$, curva de potencia. Las curvas características las obtiene el fabricante ensayando la bomba en un banco de pruebas, y se obtienen normalmente para una velocidad de giro constante, pero es posible referir la misma bomba a diferentes valores de velocidad de giro N . Si así se hace, el fabricante proporciona este nuevo parámetro además del diámetro del impulsor. En la figura 20, se representan curvas características típicas para bombas centrífugas.

Para determinar las características de operación en forma completa, es necesario usar las tres curvas mencionadas. En la figura 20 puede verse el punto ideal de operación O con una eficiencia alta y no más potencia de la necesaria.

Figura 20. Superposición de las curvas características de la bomba, con la curva de carga del proyecto



Fuente: Humberto Gardea. **Aprovechamientos hidroeléctricos y de bombeo.** Pág. 168

4.2 Medidores de flujo utilizados en la instalación

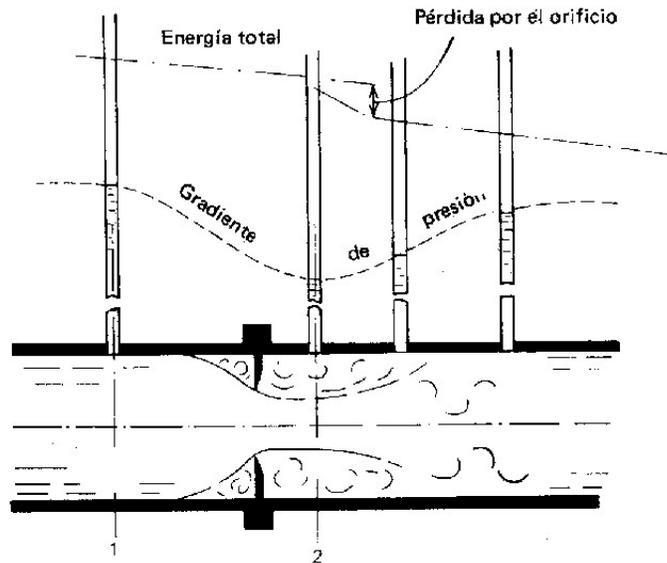
4.2.1 Placa de orificio

El orificio circular ofrece el método mas simple para medir el gasto de una tubería.

Su disposición se muestra en la figura 21, en virtud de la ecuación de continuidad se puede observar que:

$$Q = (V * A)_{tubería} = (v * a)_{orificio} \quad \text{Ec. 1}$$

Figura 21. **Placa de orificio**



Fuente: Andrew Simon. **Hidráulica básica**. Pág. 105

Si se introduce la ecuación de la energía con la suposición que la tubería es horizontal, la ecuación de Bernoulli toma esta forma:

$$\frac{V_p^2}{2g} + \frac{p_p}{\gamma} = \frac{v_o^2}{2g} + \frac{p_o}{\gamma} + h_2 \quad \text{Ec. 2}$$

Donde h_2 es la pérdida de energía que ocurre en los bordes del orificio y en la zona turbulenta de salida detrás de la placa del orificio. Para los orificios y otros medidores similares del flujo, la pérdida de energía se expresa con un coeficiente c , que se registra experimentalmente en el momento de calibrado. Combinando las ecuaciones 1 y 2 y reordenando los términos, se puede escribir la velocidad ideal promedio a través de un orificio como:

$$v = \sqrt{\frac{(2g/\gamma)(p_p - p_o)}{1 - [c(a/A)]^2}}$$

Y la descarga Q como:

$$Q = \frac{ca}{\sqrt{1 - c^2(d/D)^4}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$$

Donde d y D son los diámetros del orificio y de la tubería respectivamente, y

$$\Delta p = p_p - p_o$$

Los estudios experimentales indican que el valor actual del coeficiente c depende del lugar donde se mida p_o . Además, depende también de la configuración del borde del orificio, de la razón d/D y de la velocidad. Se puede escribir una buena fórmula aproximada para orificios en aplicaciones prácticas en la forma simple:

$$Q = ca \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$$

El valor de c se ha de determinar por calibración. Los medidores de orificio de tipo comercial se suministran con una cartilla de calibración. El rango del coeficiente de descarga es generalmente de 0.6 a 0.7. Para el agua la ecuación de un orificio dado se puede representar por la fórmula sencilla:

$$Q = K \Delta p^{1/2}$$

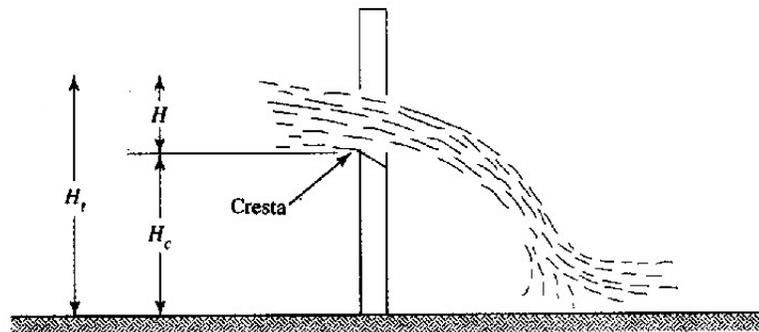
Donde K es un parámetro que reúne todas las variables que se han fijado para el orificio en cuestión.

4.2.2 Vertederos

Un vertedero es una barrera o presa colocada en el canal para que el fluido se mantenga detrás del vertedero y después caiga a través de una ranura cortada en la cara de éste. Dos geometrías de ranuras son la rectangular y la triangular.

La figura 22 muestra una vista lateral de un vertedero en operación. Las vistas frontales que muestran las diferentes geometrías de ranura se despliegan en la figura 23. La descarga sobre el vertedero depende de las dimensiones de la ranura y de la cabeza H del fluido. La figura 22 muestra que la superficie del fluido está curvada conforme pasa sobre la cresta del vertedero. Con la finalidad de asegurar mediciones consistentes, el valor de H deberá ser la diferencia entre la altura de la cresta $a.c.$ y la altura total de la superficie del líquido H_t , con H_t medida hacia arriba de la placa del vertedero donde el perfil de la superficie no se encuentra afectado. Normalmente, esta distancia hacia arriba es aproximadamente seis veces la cabeza H máxima esperada.

Figura 22. **Vertedero**



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 401

La ecuación teórica de descarga sobre un vertedero de ranura rectangular es:

$$Q = 2/3L\sqrt{2gH^3}$$

Donde L es la longitud de la cresta entre los lados de la ranura y H es la cabeza sobre la cresta. Si L y H se miden en pies, entonces Q está en pies cúbicos por segundo (pies³/s).

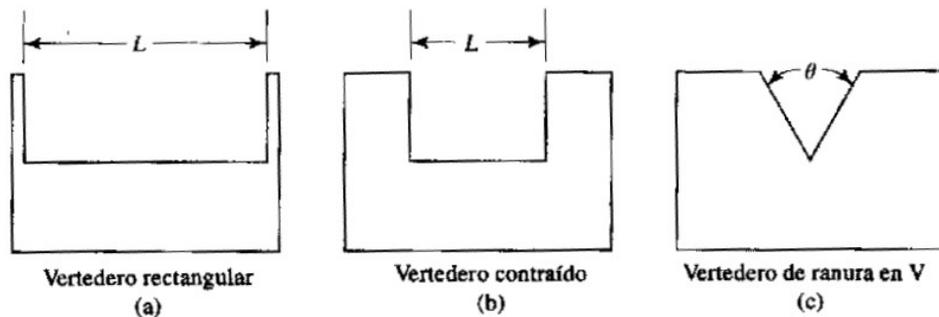
La descarga real es diferente del valor teórico por varias razones; por lo tanto, se han desarrollado relaciones más precisas de usar. La mayoría de las fórmulas toman la forma

$$Q = CLH^{3/2}$$

Donde C es el coeficiente de descarga, L es la longitud efectiva de la cresta y H es la cabeza arriba de la cresta del vertedero. Para el vertedero rectangular de ancho completo de la figura 23, puede utilizarse la siguiente ecuación:

$$Q = (3.27 + 0.40H / H_c)LH^{3/2}$$

Figura 23. Tipos de secciones de vertedero



Fuente: Robert Mott. **Mecánica de fluidos aplicada**. Pág. 402

El vertedero triangular se utiliza principalmente para velocidades de flujo bajas, puesto que la ranura en V provoca una cabeza H más grande que la que se puede obtener con la ranura rectangular. El ángulo de la ranura en V es un factor en la ecuación de descarga. Los ángulos desde 35 hasta 120° son satisfactorios, pero los ángulos de 60 y 90° son utilizados con mucha frecuencia. La ecuación teórica para un vertedero triangular es:

$$Q = 8/15C\sqrt{2g} \tan(\theta/2)H^{5/2}$$

Donde θ es el ángulo incluido total entre los lados de la ranura. Una reducción adicional de esta ecuación da,

$$Q = 4.28C \tan(\theta / 2) H^{5/2}$$

El valor de C es de alguna forma dependiente de la cabeza H, pero un valor nominal es de 0.58. Utilizando esto y los valores comunes de 60 y 90° para θ , obtenemos:

$$Q = 1.43H^{5/2} \text{ (ranura a } 60^\circ)$$

$$Q = 2.48H^{5/2} \text{ (ranura a } 90^\circ)$$

4.3 Descripción del equipo para la realización de las pruebas

Para la realización de los ensayos se cuenta con un sistema de tuberías, en la cual está ubicada una bomba centrífuga, una turbina Pelton, un generador, un panel de control, dos medidores de flujo, los cuales son una placa de orificio y un vertedero. Todos estos artefactos conforman el modelo de una mini-hidroeléctrica, en la cual la bomba centrífuga saca el agua del tanque cisterna y la entrega a la turbina Pelton, haciendo el papel del nivel de una represa, en la cual la energía de elevación o potencial está dada por la energía de presión a la salida de la bomba.

La turbina Pelton es puesta en marcha mediante el flujo entregado por la bomba y ésta hace girar el eje del generador el cual, para cierto rango de velocidad de giro del eje produce potencia eléctrica, la cual puede ser medida mediante un medidor de intensidad de corriente (amperímetro) y otro medidor de potencial (voltímetro) los cuales están ubicados en el panel de control junto con unos bombillos que se encienden con dicha energía eléctrica. También se cuenta con un medidor de velocidad de giro (tacómetro digital) con escala en revoluciones por minuto (rpm).

Los ensayos para cada una de las tres máquinas se pueden realizar por separado o sea, tomando los datos de las características de cada instrumento.

Los ensayos a realizar son los siguientes:

- a) Bomba centrífuga: determinación de las curvas características de la bomba: caudal-carga, caudal-potencia hidráulica, caudal-velocidad de giro.
- b) Turbina Pelton: determinación de las curvas características de la turbina: caudal-carga, caudal-potencia hidráulica, caudal-velocidad de giro, caudal-eficiencia.
- c) Generador: determinación de las curvas: velocidad de giro-potencia eléctrica (desarrollada), velocidad de giro-eficiencia, potencia eléctrica-potencia del eje.

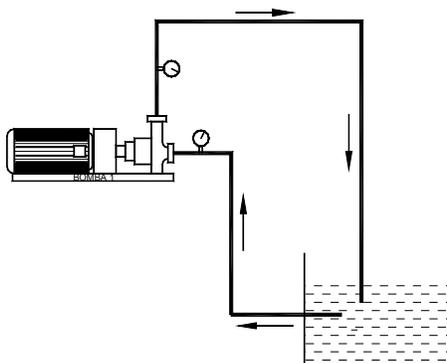
4.4 Ensayos en bombas centrífugas

Entre los objetivos de este ensayo están:

- a) Determinar las relaciones que existen entre la potencia desarrollada por la bomba, la velocidad de rotación del eje de la misma, con la carga y el caudal que entrega al sistema.
- b) Construir las curvas características a ensayar.
- c) Determinar la ecuación de la carga desarrollada por la bomba en función del caudal.

La bomba está colocada en forma no ahogada o sea que la misma está ubicada arriba de la superficie libre del cisterna de donde se aspirará el agua (ver figura 24).

Figura 24. Esquema del sistema para el ensayo de la bomba centrífuga



4.4.1 Realización del ensayo o toma de datos

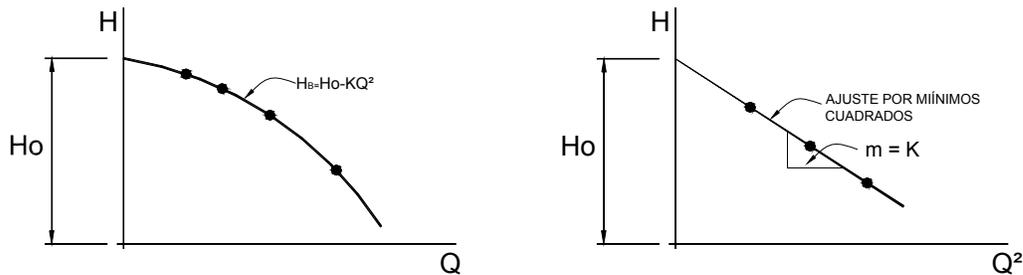
- Una vez arrancada la bomba abrir completamente la válvula reguladora para obtener el caudal máximo Q .
- Tomar las lecturas de los manómetros de succión P_s y descarga P_d colocados antes y después de la bomba específicamente en kPa.
- Tome el valor de la diferencia de alturas en el manómetro de mercurio, que está conectado al medidor de flujo de placa de orificio.
- Determine la altura del nivel de la superficie libre en el canal, mediante el pozo tranquilizador.
- Medir con el tacómetro digital la velocidad de giro del eje de la bomba en rpm.
- Estrangular la válvula reguladora y repetir los pasos anteriores para el nuevo caudal, hasta obtener una serie de seis a ocho tomas.

4.4.2 Obtención de datos o cálculos

- Determine la carga que la bomba desarrolla con la fórmula: $H_B = \frac{P_d - P_s}{\gamma}$ en metros.
- Determinar el caudal que circula por el sistema con las fórmulas $Q = 0.67 \left[979.45 (H_{\text{vertedero}} - 30.5)^{\frac{5}{2}} \right]$ para el vertedero y $Q = 0.93 * \left(3.5332 H_{\text{orificio}}^{\frac{1}{2}} \right)$ para la placa de orificio, para ambas fórmulas el caudal está dado en l/s y las alturas en cm, comparar los dos caudales.
- Determine la potencia hidráulica desarrollada por la bomba: $P_{HID} = \gamma Q H_B$, la cual está dada en *watts*, recordar que el caudal debe estar en m³/s y γ en N/m³.

- d) Ploteé en papel milimetrado y en forma individual los siguientes gráficos:
- Carga H_B contra Q
 - Caudal Q contra potencia hidráulica
 - Caudal Q contra velocidad de rotación del eje
- e) Determine la ecuación de la carga que desarrolla la bomba en función del caudal con la fórmula general $H_B = H_0 - kQ^2$ con el método de mínimos cuadrados, donde H_0 y k son constantes a determinar (ver figura 25) y grafique dicha ecuación.

Figura 25. **Presentación gráfica del ajuste para la curva caudal carga de la bomba por el método de mínimos cuadrados**



Los resultados del ensayo de la bomba centrífuga se encuentran en la tabla II.

Tabla II. Resultados del ensayo de bombas centrífugas

No.	LECTURAS DE MANÓMETROS		LECTURA DE FLUJIMETROS		Velocidad de rotación del eje (rpm)
	Pe (kPa)	Ps	ΔH Man. Dif (cm)	H Vertedero (cm)	
1	-57.57	137.9	3.8	46.4	3538
2	-56.55	186.2	3.6	45.9	3537
3	-45.71	268.9	2.9	45.4	3537
4	-21	324.1	0.8	42.3	3557
5	-14.8	337.9	0.5	40.7	3564
6	-9.48	358.5	0.15	37.3	3570
7	-9.48	358.5		35	3574
8	-8.12	365.4		34.4	3579
9					
10					

No.	Q (l/s)		Carga de la bomba Hb (m)	Potencia hidráulica
	ORIFICIO	VERTEDERO		
1	6.405	6.62	19.93	1293.1
2	6.235	6.11	24.75	1482.6
3	5.596	5.62	32.07	1769.3
4	2.939	3.14	35.18	1083.2
5	2.323	2.18	35.95	769.1
6	1.273	0.79	37.51	291.2
7		0.28	37.51	103.7
8		0.20	38.08	73.6
9				
10				

Resultados para la fórmula general:

$$H_0 = 38.15$$

$$K = -0.345$$

La ecuación de la carga es $H_B = 38.15 - 0.3457Q^2$

En las figuras 26, 27, 28 y 29 se muestran las características de la bomba centrífuga.

Figura 26 **Gráfica caudal contra carga de la bomba**

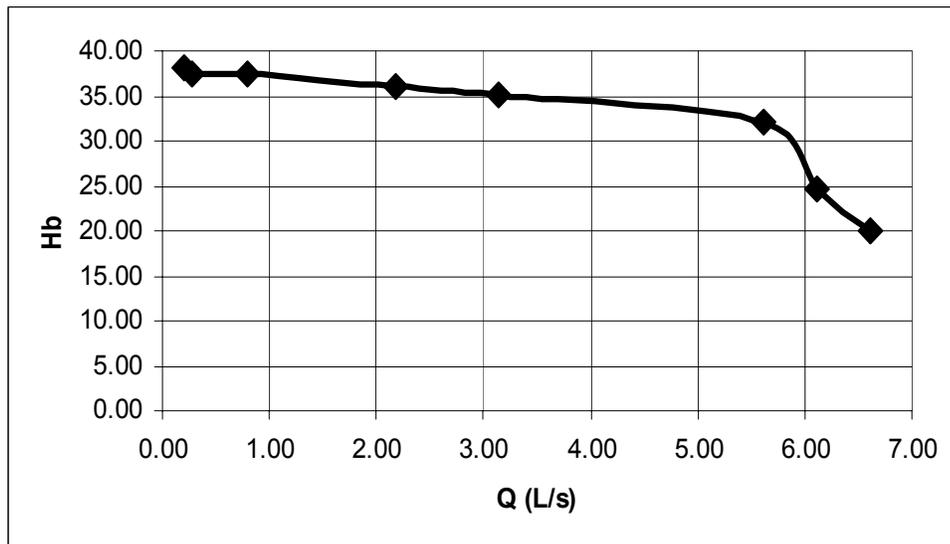


Figura 27. **Gráfica caudal contra potencia hidráulica de la bomba**

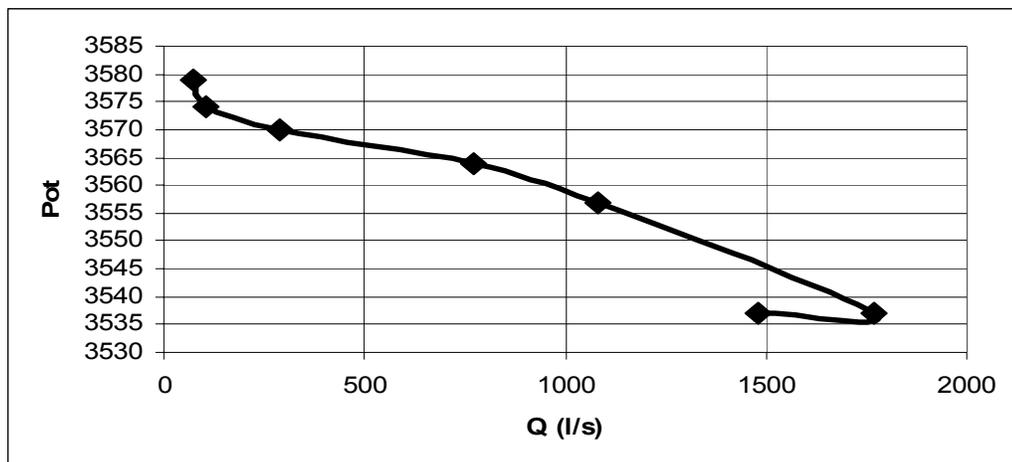


Figura 28. **Gráfica caudal contra velocidad de giro de la bomba**

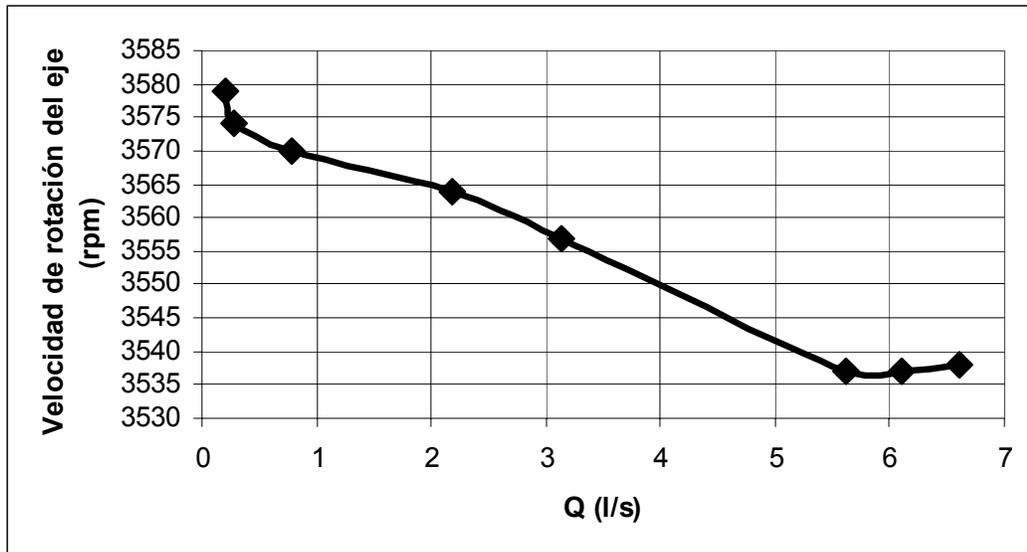
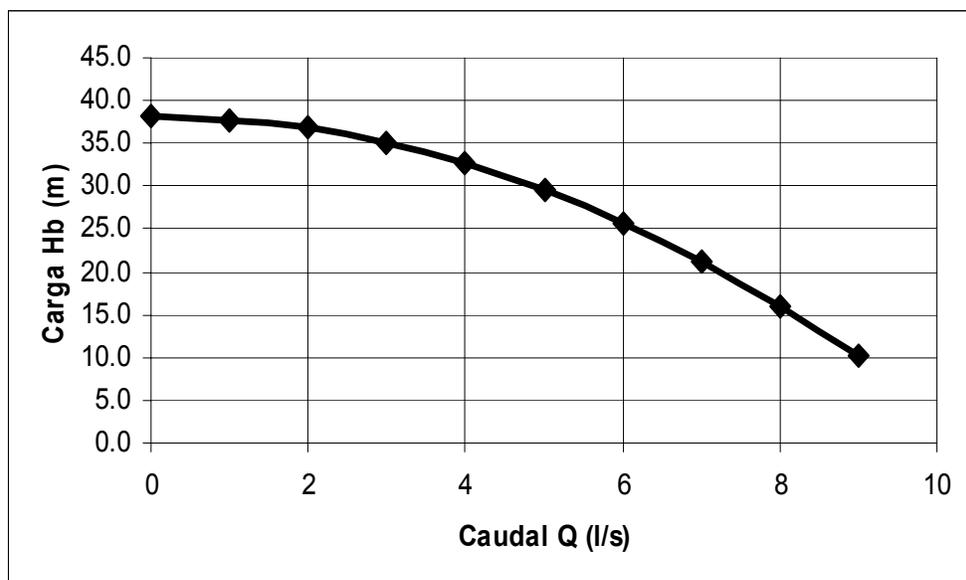


Figura 29. **Gráfica de la curva de carga de la bomba en función del caudal**



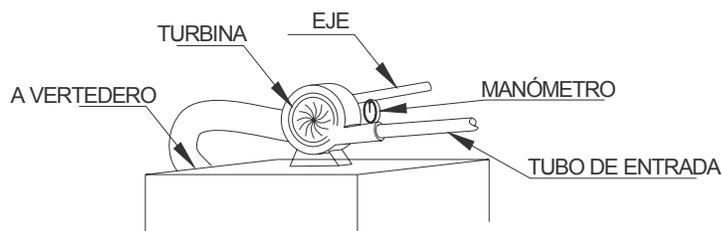
4.5 Ensayos en turbinas Pelton

Objetivos específicos:

- a) Determinar las relaciones entre la potencia extraída por la turbina del sistema de tuberías, la potencia que ésta desarrolla (potencia del eje) y la eficiencia, con el caudal que circula en el sistema.
- b) Construir las curvas características de las turbinas Pelton a ensayar.
- c) Determinar la ecuación de la carga de la turbina en función del caudal.

En la figura 30 se muestra el diagrama de la instalación para el ensayo de la turbina Pelton.

Figura 30. **Esquema del sistema para el ensayo de la turbina Pelton**



4.5.1 Realización del ensayo o toma de datos

- a) Una vez que la turbina esté en marcha abrir completamente la válvula reguladora para obtener el caudal máximo.
- b) Determine con el tacómetro digital la velocidad de rotación del eje de la turbina, en rpm.
- c) Tomar la lectura del manómetro a la entrada de la turbina, el cual representa la presión entregada a la misma en kPa.
- d) Tome el valor de la diferencia de alturas en el manómetro de mercurio, que está conectado al medidor de flujo de placa de orificio.
- e) Tomar la altura del nivel de la superficie libre en el canal, mediante el pozo tranquilizador.
- f) Tome la lectura en el dinamómetro el valor de la fuerza que provoca el torque en el eje de la turbina en libras.

4.5.2 Obtención de datos o cálculos

- a) Determine la carga extraída por la turbina con la fórmula $H_T = \frac{P_D}{\gamma}$ en metros.
- b) Determinar el caudal que circula por el sistema con las fórmulas $Q = 0.67 \left[979.45 (H_{\text{vertedero}} - 30.5)^{\frac{5}{2}} \right]$ para el vertedero y $Q = 0.93 * \left(3.5332 H_{\text{orificio}}^{\frac{1}{2}} \right)$ para la placa de orificio, para ambas fórmulas el caudal está dado en l/s y las alturas en cm, comparar los dos caudales.

- c) Determine la potencia hidráulica extraída por la turbina, mediante la fórmula: $P_{hid} = \gamma Q H_T$, la cual está dada en *watts*, recordar que el caudal debe estar en m³/s y γ en N/m³.
- d) Determine la potencia en el eje con la fórmula $P_{eje} = \tau \omega$, donde el torque se saca multiplicando la fuerza leída en el dínamo por el brazo que es 0.25 metros, recordar que para la potencia del eje, que es la potencia que la turbina desarrolla esté en *watts*, el torque debe estar dado en N-m y la velocidad angular en rad/s.
- e) Determine la eficiencia de la turbina así $\eta = \frac{P_{eje}}{P_{hidráulica}} * 100$
- Carga H_B contra Q
 - Caudal Q contra potencia en el eje.
 - Caudal Q contra velocidad de rotación del eje rpm
 - Caudal contra eficiencia
- f) Determine la ecuación de la carga extraída por la turbina en función del caudal con la fórmula general $H_B = H_0 - kQ^2$ con el método de mínimos cuadrados, donde H_0 y k son constantes a determinar (ver figura 25) y grafique dicha ecuación.

Los resultados del ensayo de la turbina Pelton se encuentran en la tabla

III.

Tabla III. Resultados del ensayo de la turbina Pelton

No.	Presión a la entrada de la turbina Pe (kPa)	LECTURA DE FLUJIMETROS		Velocidad de rotación del eje n (rpm)	FUERZA DEL TORQUE (Lb)
		ΔH Man. Dif (cm)	H Vertedero (cm)		
1	206.85	3.8	46.4	750	7.6
2	206.85	3.6	45.9	823	8.5
3	220.64	2.9	45.4	935	9.7
4	268.9	0.8	42.3	808	7.6
5	275.8	0.5	40.7	703	6.2
6	282.69	0.15	37.3	591	1.4
7	282.69	0.15	35	297	
8	296.48	0.15	34.4	125	
9					
10					

No.	Q (l/s)		Carga de la turbina (m)	Potencia de la turbina (Watts)	Potencia en el eje	Eficiencia de la turbina
	ORIFICIO	VERTEDERO				
1	6.405	6.6	21.086	1368.4	664.056	48.5
2	6.235	6.1	21.086	1263.3	814.983	64.5
3	5.596	5.6	22.491	1240.8	1056.606	85.2
4	2.939	3.1	27.411	844.0	715.409	84.8
5	2.323	2.2	28.114	601.4	507.781	84.4
6	1.273	0.8	28.817	223.7	96.393	43.1
7		0.3	28.817	79.7	0.000	0.0
8		0.2	30.222	58.4	0.000	0.0
9						
10						

Resultados para la fórmula general:

$$H_0 = 30.31$$

$$K = -1.38$$

La ecuación de la carga es $H_B = 30.31 - 1.38Q^2$

En las figuras 31, 32, 33 y 34 se muestran las características de la turbina Pelton.

Figura 31. **Gráfica de la curva de carga de la turbina en función del caudal**

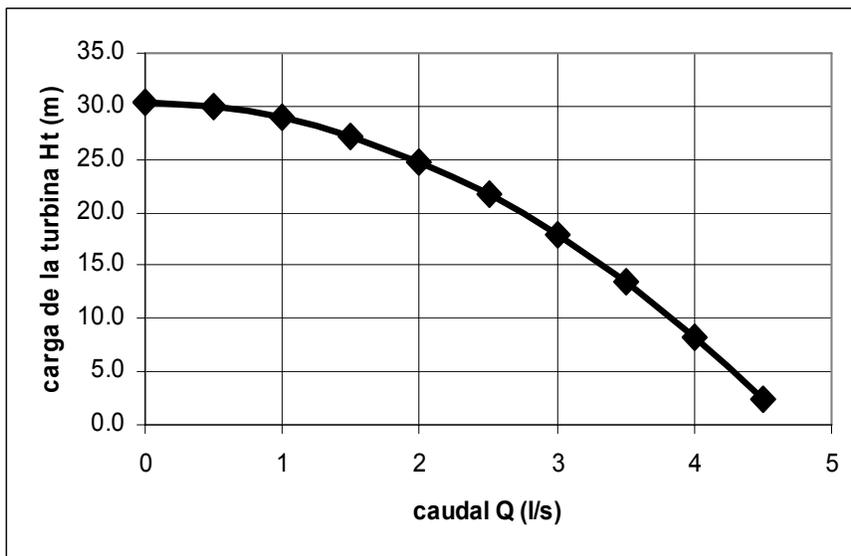


Figura 32. **Gráfica caudal contra potencia hidráulica, turbina Pelton**

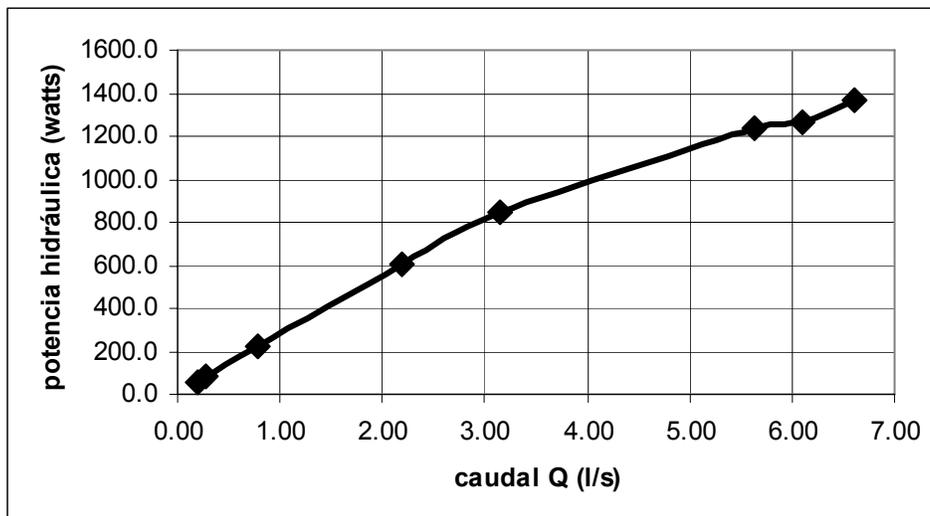


Figura 33. **Gráfica caudal contra velocidad de giro del eje, turbina Pelton**

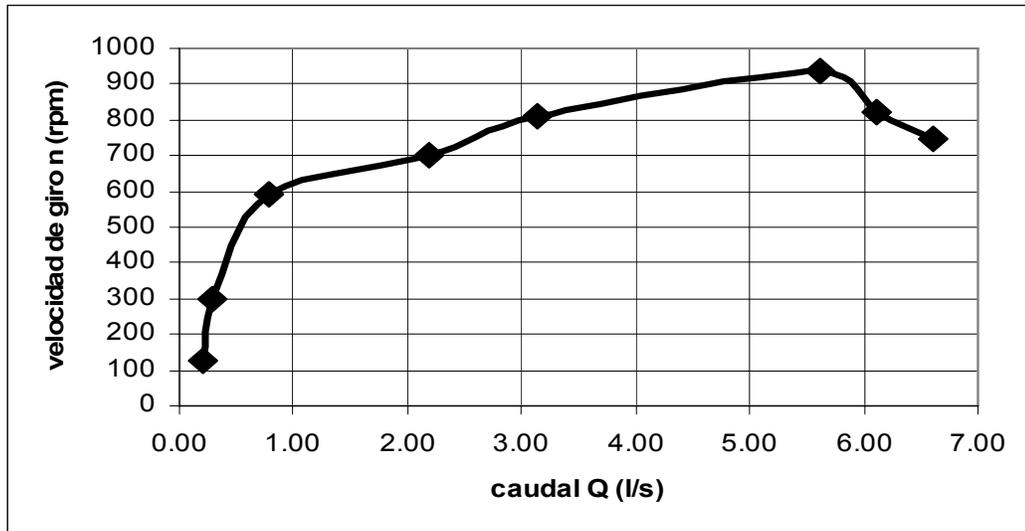
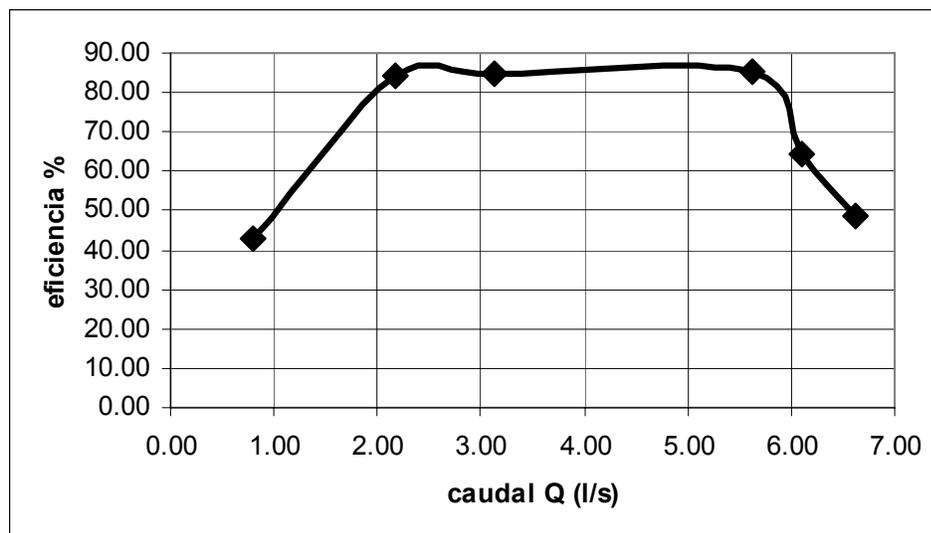


Figura 34 **Gráfica caudal contra eficiencia, turbina Pelton**



4.6 Ensayo del generador eléctrico

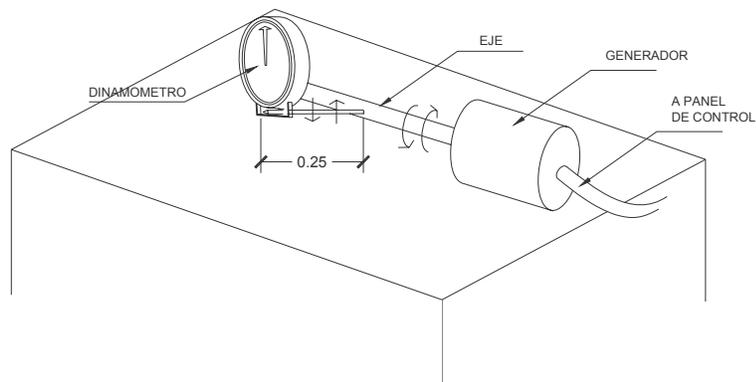
El ensayo del generador eléctrico está ligado al ensayo de la turbina Pelton, puesto que ésta es el motor que hace trabajar al generador.

Objetivos específicos:

- Determinar la relación entre la potencia brindada al generador (potencia del eje) y la potencia que éste desarrolla (potencia eléctrica).
- Construir la curva de la eficiencia del generador.

En la figura 35 se muestra el diagrama del montaje para el ensayo del generador.

Figura 35. **Diagrama del ensayo del generador**



4.6.1 Realización del ensayo o toma de datos

- Se abre la válvula reguladora a fin de obtener el caudal máximo.
- Tomar la velocidad de giro del eje con el tacómetro digital.

- c) Leer en el dinamómetro la fuerza que provoca el torque en el eje la cual está en libras.
- d) Leer en el tablero de control, el valor de la intensidad de corriente (en amperios) y el potencial (en voltios) que desarrolla el generador para cada velocidad de giro.
- e) Estrangular la válvula a manera de disminuir el caudal y la velocidad de giro del eje y repetir los pasos anteriores hasta obtener una serie de cinco o seis tomas.

4.6.2 Obtención de datos o cálculos

- a) Al igual que en el ensayo de la turbina Pelton, la potencia en el eje se determina con la fórmula $P_{eje} = \tau\omega$, donde el torque se saca multiplicando la fuerza leída en el dínamo por el brazo que es 0.25 metros, recordar que para que la potencia del eje, que es la potencia que la turbina desarrolla esté en watts, el torque debe estar dado en N-m y la velocidad angular en rad/s.
- b) Determine la potencia eléctrica que desarrolla el generador con la fórmula $P_{elec} = I * V$ donde I es la intensidad de corriente (en amperios) y V es el potencial en Voltios.
- c) Determine la eficiencia del generador con la fórmula $\eta = \frac{P_{elec}}{P_{eje}} * 100$
- d) Grafique en papel milimetrado los siguientes gráficos:
 - Velocidad de giro contra potencia eléctrica
 - Velocidad de giro contra eficiencia
 - Caudal contra eficiencia

Los resultados del ensayo del generador eléctrico se encuentran en la tabla IV.

Tabla IV. Resultados del ensayo del generador eléctrico

No.	CAUDAL(l/s)	Velocidad de rotación del eje n (rpm)	FUERZA DEL TORQUE (Lb)	VOLTAJE (V) (Voltios)	INTENSIDAD DE CORRIENTE (I) (Amperios)	Potencia en el eje (watts)	Potencia eléctrica desarrollada (Watts)	Eficiencia del generador
1	6.62	750	7.6	105	2	664.06	210	31.6%
2	6.11	823	8.5	137	2.5	814.98	342.5	42.0%
3	5.62	935	9.7	152	3	1056.61	456	43.2%
4	3.14	808	7.6	120	2.25	715.41	270	37.7%
5	2.18	703	6.2	90	2	507.78	180	35.4%
6	0.79	591	1.4	35	1	96.39	35	36.3%
7	0.28	297					0	
8	0.20	125					0	
9								
10								

En las figuras 36, 37 y 38 se muestran las curvas características del generador eléctrico.

Figura 36. Velocidad de giro contra potencia eléctrica

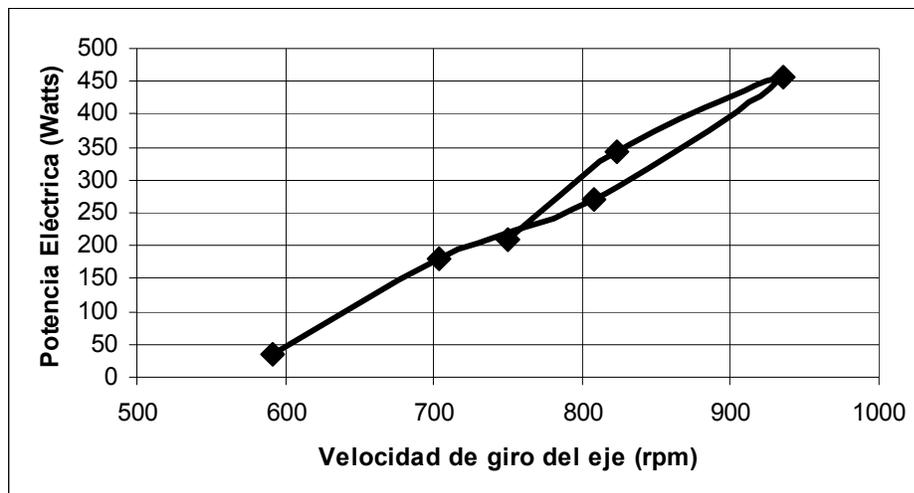


Figura 37. **Velocidad de giro del eje contra eficiencia**

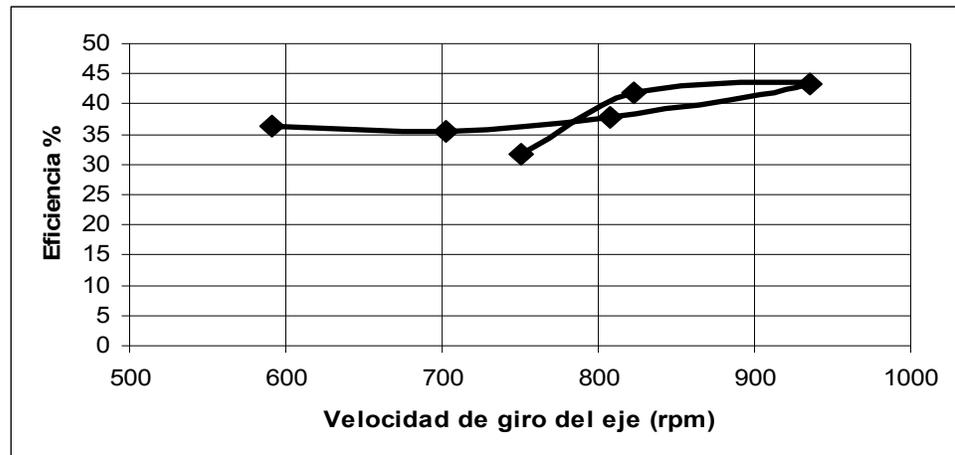
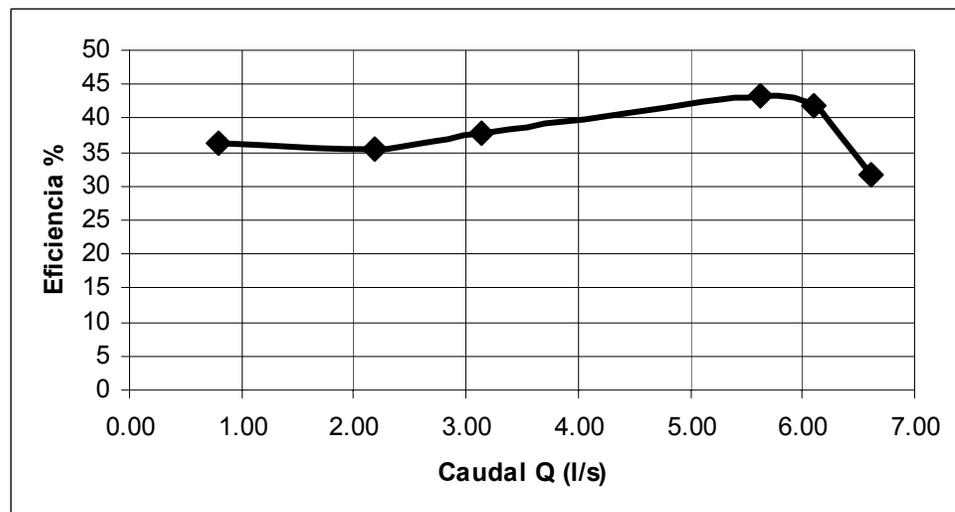


Figura 38. **Caudal contra eficiencia**



4.7 Comparación de resultados y establecimiento de relaciones

En las figuras 39 y 40 se muestra la comparación de las características desarrolladas por las tres máquinas en función del caudal.

Figura 39. **Comparación de la carga entregada por la bomba con la carga extraída por la turbina al sistema en función del caudal**

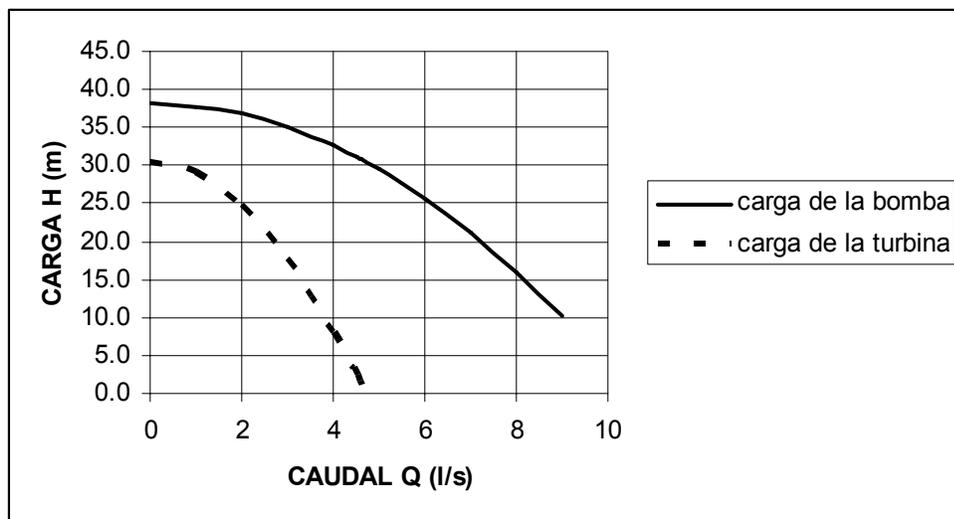
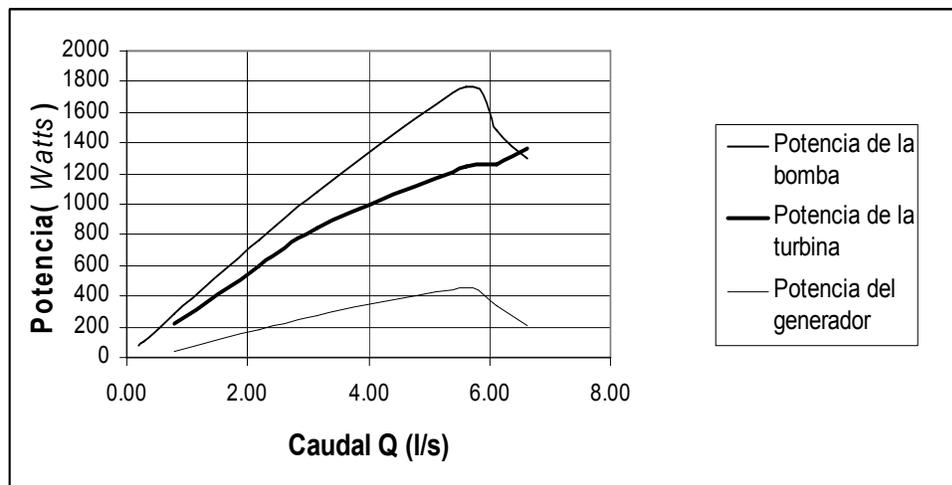


Figura 40. **Comparación de la potencia desarrollada por la bomba, la turbina y el generador en función del caudal**



CONCLUSIONES

1. De los ensayos realizados en la bomba centrífuga, se observa que el comportamiento de las curvas obtenidas es el esperado según los modelos que aparecen en las especificaciones de los fabricantes. No se pudo determinar la eficiencia de la bomba puesto que ésta no tiene un medidor de la potencia eléctrica que necesita para operar.
2. De los ensayos hechos a la turbina Pelton, cuando el caudal aumenta la potencia que ésta desarrolla, es proporcional al caudal que circula de igual forma la velocidad de rotación del eje, lo cual concuerda puesto que mayor sea el caudal, mayor será el impacto producida por éste sobre la rueda sobre los cangilones de la turbina, hasta llegar al punto de máxima eficiencia pues al sobrepasar la eficiencia máxima de la turbina, ésta ya no desarrolla más potencia ni el eje girará más aunque el caudal continúe en aumento.
3. En el ensayo del generador eléctrico, se observa que la potencia eléctrica que desarrolla es directamente proporcional a la velocidad de giro del eje y en parte al caudal que circula en el sistema hasta llegar al punto de máxima eficiencia. Se observa que la eficiencia del generador es muy baja, lo cual se debe a la antigüedad del mismo y en parte a algunos desajustes en su conexión.

4. Al comparar las curvas de potencia desarrollada por cada de las tres máquinas ensayadas (bomba, turbina y generador) en función del caudal se observa que la curva de potencia de la bomba está sobre la curva de potencia de la turbina y ésta última sobre la curva de potencia del generador, lo cual era de esperarse puesto que la bomba es la que acciona la turbina, y la turbina es la que acciona al generador. Las diferencias entre cada curva vienen a ser las pérdidas debidas a la transformación de la energía.

5. Las plantas hidroeléctricas no necesitan del consumo de combustibles y son las más utilizadas en regiones de topografía variada debido a las considerables caídas de agua.

RECOMENDACIONES

1. Es importante tomar en cuenta los parámetros físicos e hidráulicos de un sistema de bombeo en particular para la correcta selección de una bomba.
2. Se debe determinar el valor de la carga neta positiva de succión disponible ($NPSH_D$) en un sistema de bombeo y chequear que ésta sea mayor que la carga requerida por la bomba ($NPSH_R$) con el objetivo de evitar la cavitación.
3. Para maximizar la eficiencia de una turbina se debe descargar el agua que viene de la turbina hacia la presión atmosférica lo más cerca posible hacia la elevación del canal de descarga y con una energía cinética residual mínima.
4. Para disminuir pérdidas en la turbina se deben considerar los parámetros de selección de las mismas y detalles de diseño como la geometría de entrada, rejillas de basura, etc.

5. Es recomendable el empleo de ensayos de modelos de escalas de turbinas para concretar detalles de diseño en una planta hidroeléctrica puesto que estos ensayos se justifican con el enorme costo de dichas plantas.

BIBLIOGRAFÍA

1. De Acevedo Netto, J. M. y Guillermo Acosta Álvarez. **Manual de hidráulica**. 6ª ed. México: Editorial Harla, 1975. 571pp.
2. Gardea Villegas, Humberto. **Aprovechamientos hidroeléctricos y de bombeo**. 2ª ed. México: Editorial Trillas, 1994. 290pp.
3. Menéndez Barrientos, Carlos Fernando. Selección de equipo de bombeo, funcionamiento y mantenimiento. Tesis Ing. Civil. Guatemala, universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1998, 120pp.
4. Mott, Robert L. **Mecánica de fluidos aplicada**. 4ª. ed. México: Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1999. 580pp.
5. Simon, Andrew L.. **Hidráulica básica**. México: Editorial Limusa, 1992. 231pp.
6. Viejo Subicaray, Manuel y Pedro Alonso Palacios. **Energía Hidroeléctrica, Turbinas y plantas generadoras**. 2ª ed. México: Editorial Limusa, 1993. 320pp.