



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

OPERACION DEL BANCO DE PRUEBAS DEL
LABORATORIO DE HIDRAULICA DE LA
FACULTAD DE INGENIERIA.

TESIS PROFESIONAL
PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO CIVIL

PRESENTA:
JOSE LUIS GUTIERREZ SANCHEZ



DIRECTOR DE TESIS:
M. I. ARTURO NAVA MASTACHE

MEXICO, D. F.

FEBRERO 2005

m340761



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Autorizo a la Dirección General de Estadísticas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo intelectual.

NOMBRE: Jose Luis

Gutierrez Sanchez

FECHA: 04 - Febrero - 2005

FIRMA: 

Silvia Salgado

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

Agradecimientos.

A mis padres:

Gilberto y Carmen gracias por todo su apoyo y comprensión que durante todo este tiempo me han brindado. Con esta tesis concluyo un ciclo de mi vida y espero con ella, devolverles un poco de todas las cosas que con tanto sacrificio me han dado.

A mis hermanos:

Gilberto †, Tomás y María del Carmen gracias por su amistad, sus buenos consejos y el apoyo que hasta el momento me han demostrado.

A mi esposa:

A ti Silvia, gracias por tu amor y por el apoyo incondicional que durante todo este tiempo me has dado. Gracias por ser partícipe activa de este nuevo ciclo que ahora comienza esperando que siempre caminemos juntos como hasta ahora lo hemos hecho.

A mis profesores:

Gracias por todas sus enseñanzas y experiencias compartidas. Un especial agradecimiento al M. I. Arturo Nava Mastache por su gran apoyo en la elaboración de esta tesis.

Luis.

Febrero de 2005.

OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA.

INTRODUCCIÓN.

CAPITULO:	Página
1. ANTECEDENTES.	01
1.1. Definición de las máquinas hidráulicas.	01
1.2. Clasificación de las máquinas hidráulicas	02
1.3. Definición y clasificación de las bombas.	03
1.4. Elementos constitutivos de las bombas.	05
1.5. Definición y clasificación de las turbinas.	07
1.6. Elementos constitutivos de las turbinas.	08
2. GENERALIDADES.	14
2.1. Instalación de la bomba del banco de pruebas.	14
2.2. Tablero de instrumentos.	17
2.3. Medición del flujo.	18
2.4. Medición de la velocidad.	22
2.5. Circuito eléctrico.	24
2.6. Calibración de la torsión.	26
2.7. Turbina Pelton.	28
2.8. Turbina Francis.	31
3. TEORÍA Y RENDIMIENTO OPERACIONAL.	34
3.1. Introducción.	34
3.2. Bomba de alimentación.	35
3.3. Turbina Francis.	41

3.4.	Turbina Pelton.	44
3.5.	Determinación de valores.	48
4.	OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.	55
4.1.	Puesta en servicio.	55
4.2.	Operación inicial.	59
4.3.	Funcionamiento general.	61
4.4.	Posibles fallas.	62
5.	MANTENIMIENTO.	64
5.1.	Mantenimiento general.	64
5.2.	Recomendaciones para el almacenaje del banco de pruebas.	65
6.	PRUEBAS.	66
6.1.	Pruebas de la turbina Pelton.	76
6.2.	Pruebas de la turbina Francis.	81
6.3.	Pruebas de la bomba centrífuga.	85
6.4.	Notas sobre el procedimiento de las pruebas.	89
7.	CONCLUSIONES Y COMENTARIOS.	91
	BIBLIOGRAFÍA.	93

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura	Título	Sección	Página
1	Elementos constitutivos de una bomba centrífuga.	1.4	05
2	Instalación de una bomba centrífuga.	1.4	06
3	Elementos constitutivos de una turbina	1.6	08
4	Rodetes de las turbinas hidráulicas.	1.6	09
5	Partes de una turbina Pelton.	1.6	10
6	Partes de una turbina Francis.	1.6	12
7	Componentes de una turbina Kaplan.	1.6	13
8	Interruptores de la parte posterior del panel de control	2.1	14
9	Banco de pruebas	2.1	15
10	Esquema del panel de control.	2.2	17
11	Características geométricas de un vertedor triangular	2.3	19
12	Curva de gastos del vertedor triangular.	2.3	21
13	Tacómetro digital	2.4	22
14	Circuito eléctrico del banco de pruebas.	2.5	25
15	Turbina Pelton del banco de pruebas	2.7	28
16	Vista del freno de la turbina Pelton.	2.7	29
17	Turbina Francis del banco de pruebas	2.8	31
18	Vista del freno de la turbina Francis.	2.8	32
19	Triángulos de velocidad (Dibujo teórico del flujo en el rotor)	3.2	36
20	Línea de Euler.	3.2	37
21	Curvas Q-H y Q- η	3.2	37
22	Sistema del banco de pruebas	3.2	39
23	Modelo teórico del flujo en el álabe del rotor.	3.3	42
24	Gasto teórico variando la velocidad para una carga constante.	3.3	43

25	Curvas típicas del funcionamiento de una turbina Francis.	3.3	43
26	Cambios de velocidad en el cangilón.	3.4	44
27	Entrada al cangilón.	3.4	45
28	Salida del cangilón	3.4	45
29	Variación teórica del gasto con una carga constante.	3.4	47
30	Cargas estáticas en el banco de pruebas.	3.5	48
31	Curva característica de la bomba a 2000 rpm.	3.5	51
32	Curva característica de la bomba a 3000 rpm.	3.5	52
33	Curvas de isoeficiencia para la turbina Pelton para 20 m de carga.	3.5	53
34	Curvas de isoeficiencia para la turbina Francis para 15 m de carga.	3.5	54
35	Sistema de la bomba centrífuga con descarga libre.	4.1	56
36	Partes de la turbina Francis del banco de pruebas.	4.1	58
37	Partes de la turbina Pelton del banco de pruebas.	4.1	58
38	Ubicación de los medidores y válvulas del banco de pruebas	4.2	59
39	Hoja de análisis de lecturas y resultados para la bomba.	6	68
40	Hoja de análisis de lecturas y resultados para las turbinas	6	69

INTRODUCCIÓN.

Este trabajo pretende ser un documento útil para la instalación, operación y mantenimiento preventivo del banco de pruebas de turbomáquinas hidráulicas con el que cuenta el laboratorio de hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México.

En este modelo o banco de pruebas se puede observar el funcionamiento y operación de:

- Una bomba centrífuga trabajando a descarga libre.
- La bomba centrífuga proporcionando un gasto y una carga a una turbina Francis y
- La bomba centrífuga proporcionando un gasto y una carga a una turbina Pelton.

Además, pretende ser una guía de manejo y operación de todos los instrumentos y medidores instalados en el modelo para los instructores de las prácticas y en su caso, para los mismos alumnos. Lo cual permitirá prevenir un mal uso de ellos y un daño a los equipos con los que se trabaja, ya que son muy delicados y el uso incorrecto puede dañarlos permanentemente y afectar así su funcionamiento.

El alcance académico del banco de pruebas ofrece una gran variedad de experimentos apropiados para cumplir con el programa de prácticas de la asignatura de hidráulica de máquinas y transitorios del área de ingeniería hidráulica, además de complementar los conocimientos de los estudiantes de la carrera de ingeniero civil.

Este tipo de modelos permiten realizar experimentos en un mínimo de tiempo. Al estar el dispositivo montado en una mesita con ruedas, facilita su transporte y puede ser presentado en los salones de teoría para ilustrar y enfatizar los puntos en donde se realizan las lecturas, las cuales pueden ser tomadas directamente por los estudiantes. Gracias a su facilidad de manejo y operación, los profesores pueden dirigir a los alumnos para que diseñen sus propios experimentos y obtener sus conclusiones.

Tanto las turbinas Pelton y Francis, así como la bomba de alimentación con las que cuenta el banco de pruebas satisfacen con éxito los requerimientos académicos modernos, ya que se puede trabajar con un solo equipo de laboratorio en donde se puede realizar una gran variedad de experimentos a la vez, aprovechando sólo un espacio muy pequeño del laboratorio y sin instalaciones, haciendo un mejor uso del tiempo del profesor y del estudiante.

Estas máquinas tienen sus partes de trabajo visibles, para que los estudiantes puedan ver directamente los movimientos físicos y la conversión de energía. Además, muchos de los principios fundamentales de la ingeniería pueden ser fácil y rápidamente verificados mediante una simple lectura.

A continuación se enlistan las mediciones que se puede realizar en el banco de pruebas y la manera de obtenerlas:

- a) Carga de presión en diferentes puntos de la tubería, con los manómetros de carátula instalados en el panel de control.
- b) Velocidad angular de la bomba centrífuga y de las turbinas, con el tacómetro de mano, (Cada flecha de las turbinas tiene un centro apropiado para el tacómetro).
- c) Par motor de la flecha que conecta al motor eléctrico con la bomba centrífuga, con el medidor digital instalado en el panel de control.

- d) Gasto con el vertedor triangular de pared delgada instalado en el tanque superior.
- e) Fuerza aplicada a las turbinas, con el dinamómetro instalado en cada una de las turbinas.
- f) Se pueden examinar las características de la bomba centrífuga dibujando las curvas de carga para diferentes velocidades angulares de la bomba y para diferentes aberturas de la válvula en el desfogue de la bomba. Después de obtener las eficiencias de la bomba para diferentes velocidades angulares se pueden dibujar las curvas de isoeficiencia de la bomba centrífuga.

Además, se pueden realizar calibraciones de los instrumentos de medición del banco de pruebas, que también son dispositivos sencillos de manejar, haciendo hincapié en la necesidad de una calibración cuidadosa de los instrumentos, ya que es de gran utilidad introducir al estudiante a las técnicas de trabajo de los laboratorios de ingeniería, los cuales, durante las primeras etapas de la vida técnica de los estudiantes, son más importantes que el conocimiento preciso de las características de las máquinas.

Los instrumentos que se pueden calibrar son los siguientes:

- A) El dinamómetro de cada una de las turbinas con los que se mide la fuerza de frenado aplicada a cada una de ellas.
- B) Los manómetros de carátula con los que se mide la carga de presión en la tubería.
- C) La regla graduada instalada en la parte frontal de los tanques y con la cual se mide la carga hidráulica en el vertedor triangular instalado en el tanque superior.

Todos los experimentos que se realizan en el modelo se llevan a cabo en un mínimo de tiempo, pero durante este tiempo los estudiantes llegan a familiarizarse con todos los aparatos y los procedimientos de las pruebas. Entonces adquieren la habilidad necesaria para realizar completamente todas las pruebas en la bomba y las turbinas y obtener así, las curvas características de cada uno de estos equipos.

1. ANTECEDENTES.

1.1. *Definición de máquina hidráulica.*

Una máquina es un dispositivo transformador de energía.

“Una máquina absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase o de la misma clase pero transformada”. Ref. 1

Las máquinas se clasifican en varios grupos: máquinas de fluido, máquinas herramientas, máquinas eléctricas, máquinas térmicas, etc.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo importante de máquinas que se conocen como máquinas de fluido. Aunque rara es la máquina en la que no intervienen uno o varios fluidos como refrigerantes, lubricantes, etc.; esto no es suficiente para incluir dicha máquina en el grupo de máquinas de fluido.

Las máquinas de fluido son aquellas en las que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina (por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina posee una energía preferentemente de presión, proveniente de la energía geodésica o de posición que poseía en el embalse y que a su vez la turbina transforma en energía mecánica, la cual es generalmente transformada en energía eléctrica), o bien aquellas en las que el fluido es el receptor de energía, siendo la máquina quien transforma la energía mecánica en energía de presión (como es el caso de las bombas).

En toda máquina de fluido hay un intercambio entre la energía del fluido y la energía mecánica de la máquina y viceversa. Existe una gran variedad de tamaños en las máquinas hidráulicas, desde la diminuta fresa neumática de un dentista hasta las grandes turbinas instaladas en las hidroeléctricas.

Una máquina se considera hidráulica si el fluido con el que trabaja no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que $\rho = \text{cte.}$, (densidad constante). Ref. 4

1.2. Clasificación de las máquinas hidráulicas.

Para poder clasificar a las máquinas hidráulicas se considera al órgano principal de la máquina, o sea al órgano en donde se lleva a cabo el intercambio de la energía mecánica en energía de fluido o viceversa. Este órgano, según sea el tipo de máquina, se llama impulsor, rodete, émbolo, etc..

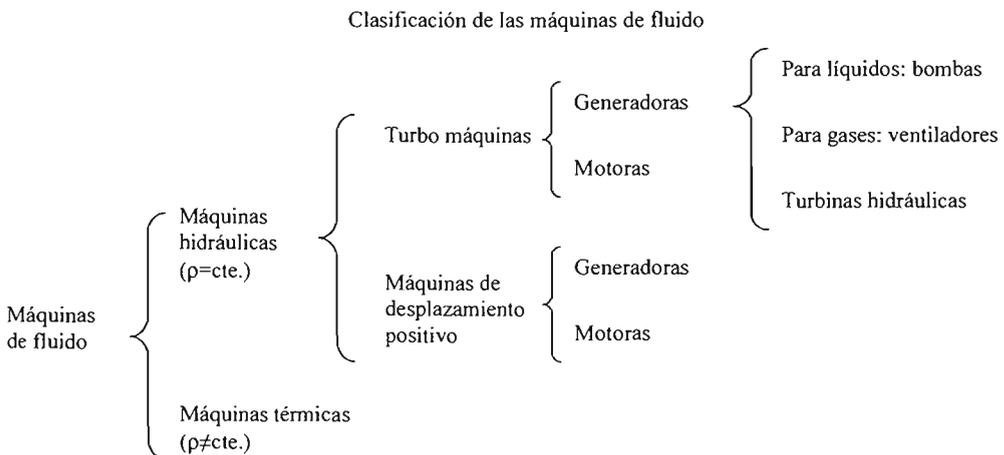
“Las máquinas hidráulicas se clasifican en máquinas de desplazamiento positivo y turbo máquinas”. Ref. 1.

En las máquinas de desplazamiento positivo el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido al órgano intercambiador de energía, en forma de energía de presión creada por la variación de volumen entre la secciones de entrada y salida de la máquina. En este caso, los cambios en la dirección y el valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan ningún papel esencial. En las máquinas de desplazamiento positivo el órgano transmisor de la energía puede moverse tanto con movimiento alternativo como con movimiento rotativo.

Mientras que en las turbo máquinas, los cambios en la dirección del flujo y el valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial. A estos dos grupos se puede añadir un tercer grupo de máquinas hidráulicas, en las que se intercambia energía en forma de energía potencial. Estas máquinas se denominan máquinas gravimétricas. Su forma de operar es aprovechar la caída libre de un fluido (líquido) sobre los álabes del rodete, haciéndolo girar y transformando de esta manera la energía potencial del fluido en energía cinética del rodete.

Las turbo máquinas y máquinas de desplazamiento positivo se subdividen a su vez en motoras y generadoras. Las máquinas motoras absorben energía del fluido y restituyen energía mecánica; mientras que las máquinas generadoras absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido.

En el siguiente cuadro se ilustra una clasificación más completa de las máquinas de fluido.



Ref. 1

1.3. Definición y clasificación de las bombas.

Una bomba es una máquina que absorbe energía mecánica y la restituye al líquido que circula a través de ella, en energía hidráulica.

Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos como: agua, alimentos, combustibles, aceites, etc. Las bombas también se emplean para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como el concreto, pastas de papel, melazas, fangos, desperdicios, etc...

Las bombas se clasifican en:

1. Bombas roto dinámicas. Estas bombas son siempre rotativas. Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmisor de energía se llama impulsor, el cual trabaja totalmente sumergido en el líquido. Se llaman bombas roto dinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente en esta máquina juega un papel esencial en la transmisión de la energía.
2. Bombas de desplazamiento positivo. A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas, sino las rotativas llamadas roto estáticas, pero en estas máquinas la dinámica del fluido no juega un papel esencial en la transmisión de energía. Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo, que consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. El órgano principal de las máquinas de desplazamiento positivo es el pistón que tiene la misión de intercambiar energía con el líquido, lo que implica un desplazamiento del mismo. Ref. 1

Clasificación de las bombas roto dinámicas.

- Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, flujo axial y flujo radio axial o mixto.
- Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, eje vertical y eje inclinado.
- Según la presión generada: bombas de baja presión, media presión y alta presión.
- Según el número de gastos en la bomba: de simple aspiración o un gasto y doble aspiración, o dos gastos.
- Según el número de impulsores: de un paso y varios pasos.

Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo.

- Según el tipo de movimiento del pistón en: alternativas y rotativas.
- Según la variabilidad del pistón en: desplazamiento fijo y desplazamiento variable.
- Según el órgano desplazador en: de émbolo, engranajes y paletas.

Clasificación de las bombas por el número específico de revoluciones o velocidad específica:

La clasificación más precisa de las bombas es una clasificación numérica, asignando a toda la familia de bombas geoméricamente semejantes, un número: el número específico de revoluciones conocida también como velocidad específica (N_s).

Con los siguientes valores de velocidad específica expresados en el sistema inglés podemos hacer una clasificación de las bombas centrífugas. Ref. 3.

- Bombas radiales valores de velocidad específica menores a 4,000.
- Bombas mixtas valores de velocidad específica entre 4,000 y 8,000.
- Bombas axiales valores de velocidad específica mayores a 8,000.

Para obtener la velocidad específica de la bomba se emplea la siguiente fórmula:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \dots\dots\dots (1.3.1)$$

En donde:

N_s es la velocidad específica.

N es la velocidad angular en (rpm).

Q es el gasto en (gal/min).

H es la carga hidráulica de la bomba en (ft).

1.4. Elementos constitutivos de las bombas.

En la figura 1 se representa una bomba radial de eje horizontal en la cual se pueden ver los siguientes elementos (Ref. 1):

- Rodete (1), gira en la misma dirección que el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que son los que le imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.
- Carcaza tipo difusor (2) o corona de álabes fijos, son los que recogen el líquido del rodete y transforman la energía cinética del eje comunicado por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso del líquido aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Sin embargo, esta corona directriz no existe en todas las bombas; porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.
- Carcaza tipo voluta (3), transforma la energía dinámica del líquido en energía de presión, y recoge, además, el fluido que sale del rodete con pérdidas mínimas de energía, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.
- Tubo difusor troncocónico (4), realiza una tercera etapa de difusión, o sea, de transformación de energía dinámica del líquido en energía de presión.

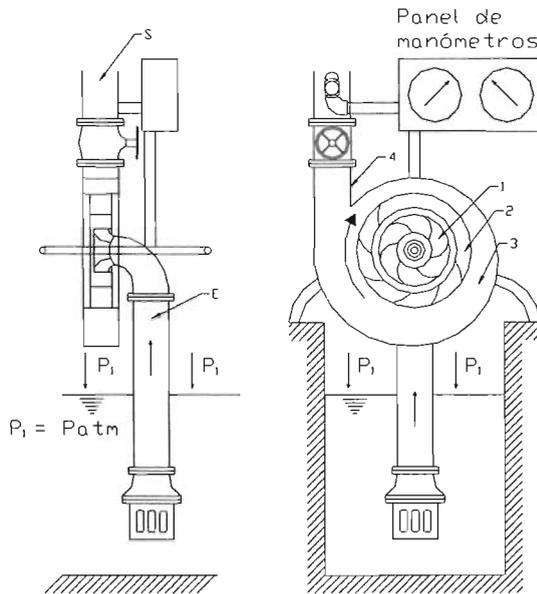


Figura 1 Elementos constitutivos de una bomba centrífuga.

La sección de entrada de una bomba se considera antes de la brida de conexión del tubo de aspiración, llamándola sección E. La sección de salida se considera después de la brida de conexión del tubo de descarga, llamándola sección S. La bomba empieza en la sección E y termina en la

sección S. Todas las pérdidas de energía que tienen lugar entre las secciones E y S son imputables a la bomba y disminuyen la eficiencia de la bomba; las pérdidas que tienen lugar antes de la sección E y después de la sección S son imputables a la instalación y disminuyen la eficiencia de la instalación, no de la bomba.

A continuación se muestra la figura 2 en donde se ilustra la instalación típica de una bomba centrífuga.

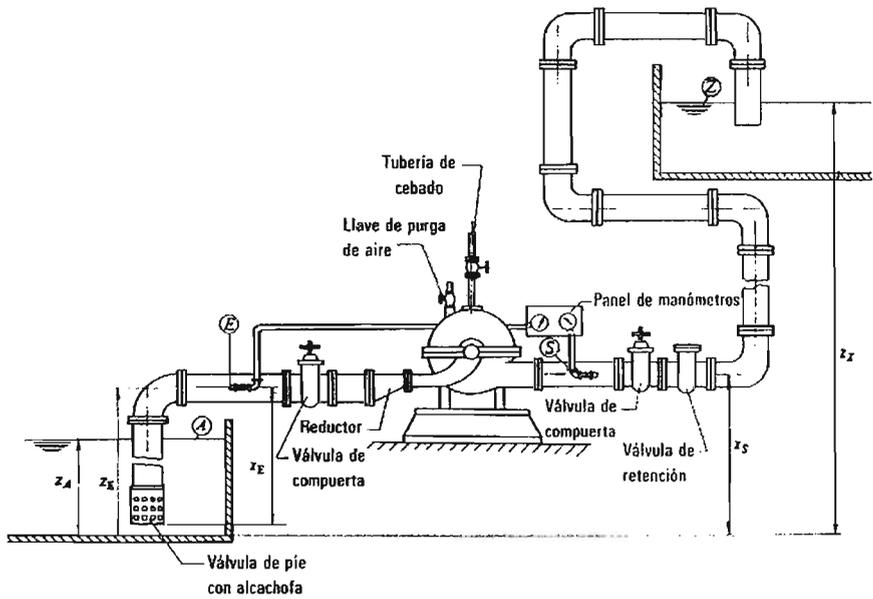


Figura 2 Instalación de una bomba centrífuga.

1.5. Definición y clasificación de las turbinas.

“La turbina hidráulica es una turbo máquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba roto dinámica que trabaja a la inversa”. Ref. 1

Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina trabaja de manera contraria, absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica. Teóricamente, al suministrar energía hidráulica a la máquina, e invirtiendo el flujo, una bomba podría trabajar como turbina. Prácticamente, el rendimiento sería muy bajo, y a veces nulo, excepto las máquinas especialmente diseñadas para trabajar como bomba y turbina.

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grupos:

- Turbinas de acción. A este grupo pertenece la turbina Pelton. En ella el rodete no está inundado y se encuentra a presión atmosférica.
- Turbinas de reacción. A este grupo pertenecen las turbinas Francis y Kaplan. En ellas la presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica y a la salida es inferior. En este tipo de turbinas el rodete se encuentra inundado.

Sin embargo, la clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas se hace mediante su velocidad específica, N_s .

Con los siguientes valores de velocidad específica expresados en el sistema internacional de unidades podemos hacer una clasificación de las turbinas. Ref. 2:

- Turbinas Pelton valores de velocidad específica menores a 100.
- Turbinas Francis valores de velocidad específica entre 50 y 350.
- Turbinas Kaplan valores de velocidad específica entre 300 y 1,000.

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_f}}{H^4} \dots \dots \dots (1.5.1)$$

En donde:

- N_s es la velocidad específica.
- N es la velocidad angular en (rpm).
- H es la carga hidráulica en (m).
- P_f es la potencia al freno en (KW).

1.6. Elementos constitutivos de las turbinas.

Los elementos constitutivos de una turbina son análogos a los elementos de una bomba; pero dispuestos en orden inverso.

A continuación se definen los principales elementos constitutivos de las turbinas mostrados en la figura 3:

- Carcaza. Es por lo general un tubo de sección circular, su diámetro disminuye a partir del acceso del agua a la estructura que se localiza alrededor del rodete, y tiene por objeto alimentar al rodete desde la periferia entregándole el agua con la misma velocidad y presión; es decir, uniformemente. Para lograr esta uniformidad la sección de la carcaza va disminuyendo a medida que el gasto decrece al ir siendo entregado al rodete.
- Difusor. Está formado por álabes móviles y está instalado entre la carcaza y el rodete. El difusor actúa también como válvula; es decir, permite aumentar o disminuir el gasto para satisfacer las variaciones de la demanda de potencia.
- Rodete. Es el elemento principal de las turbinas, es donde se transforma la energía cinética en energía mecánica y constituye la parte móvil de las turbinas.
- Tubo de aspiración o desfogue. Es el órgano de desagüe, pero se llama tubo de aspiración porque crea una aspiración o depresión a la salida del rodete. Cabe mencionar que las turbinas Pelton carecen de tubo de aspiración; en ellas el agua sale del rodete directamente al canal de desagüe.

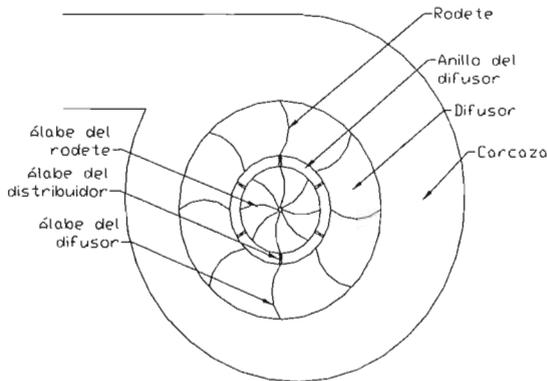


Figura 3 Elementos constitutivos de una turbina.

Algunas características de los principales elementos de una turbina de acción son las siguientes:

- Tubería a presión: la carga de presión aumenta a costa de la disminución de la altura geodésica o de posición. La carga de velocidad permanece constante, siempre y cuando la sección de la tubería permanezca constante.
- Difusor: en él la carga de presión baja a cero (presión relativa o manométrica) o sea a la carga de presión absoluta o atmosférica. La carga de velocidad aumenta porque el difusor

transforma la energía de presión en energía cinética. El aumento de esta última es un poco menor que la disminución de la primera por las pérdidas.

- Rodete: la carga de presión permanece constante. Todo el rodete se encuentra a presión atmosférica. La carga de velocidad disminuye, porque la energía cinética del chorro se transforma en energía útil en el eje. En estas turbinas no hay tubo de aspiración.

Algunas características de los principales elementos de una turbina de reacción son las siguientes:

- Tubería a presión: igual que en las turbinas de acción. En el caso de que no hubiera tubería a presión, sino que el agua llegara a la turbina por un canal, la carga de presión permanece constante (presión atmosférica).
- Difusor: la carga de presión disminuye; pero no tanto como en las turbinas de acción: . La carga de velocidad aumenta. Ver figura 5.

$$\frac{P_E}{\rho g} > \frac{P_{atm}}{\rho g}$$

- Rodete: la carga de presión disminuye hasta un valor menor que en las turbinas de acción: (presión relativa o manométrica a la salida del rodete, negativa). La carga de velocidad también disminuye: el rodete transforma energía de presión y cinética en energía útil en el eje. Ver figura 5.

$$\frac{P_E}{\rho g} < \frac{P_{atm}}{\rho g}$$

- Tubo de aspiración: la energía de presión aumenta desde un valor negativo hasta 0 (presión barométrica). Gracias al tubo de aspiración la caída de presión en el rodete ha sido mayor.

El rodete de las turbinas hidráulicas ha cambiado considerablemente en su forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

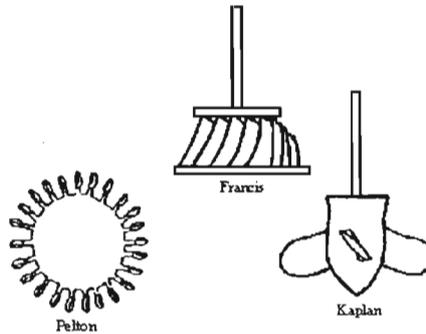


Figura 4 Rodetes de las turbinas hidráulicas.

En la figura 4 se muestra la forma de los rodetes de las turbina de acción (Pelton) y de las turbinas de reacción (Francis y Kaplan). Ref. 2.

Como se puede observar en la figura 4, existe una discontinuidad en la forma de los rodets, al pasar de una turbina de acción a una de reacción. A continuación se mencionan algunas de las principales diferencias que tienen las turbinas Pelton en comparación a las turbinas de reacción:

- Las turbinas Pelton no tienen caja espiral; las de reacción sí.
- El difusor de las turbinas Pelton se llama inyector, y consta de una tobera y válvula de aguja, y su forma no se parece en nada a la del difusor de las turbinas de reacción, aunque desempeña el mismo papel.
- Los álabes de las turbinas Pelton se llaman cangilones y son de aspecto totalmente distinto a los de las turbinas de reacción.

Una instalación típica de las turbinas Pelton consta de los siguientes elementos: (Ver Fig. 5)

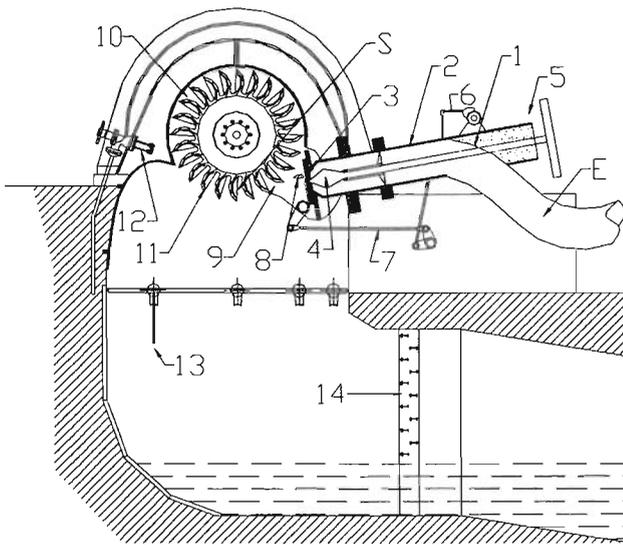


Figura 5 Partes de una turbina Pelton. Ref. 2.

- E. Sección de entrada.
 - S. Sección de salida.
1. Codo de entrada.
 2. Inyector. Es el difusor de las turbinas Pelton. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. Generalmente consta de una tobera y válvula de aguja.
 3. Tobera. Elemento en donde se contrae el chorro.
 4. Válvula de aguja. Se desplaza longitudinalmente. Tanto la boquilla como la aguja del inyector suelen construirse de acero muy duro. El desplazamiento de la aguja se gradúa por medio del servomotor a base de presión de aceite.

5. Servomotor. Desplaza mediante presión de aceite la aguja del inyector. Corrige cualquier cambio en la frecuencia del sistema.
6. Regulador.
7. Mando del deflector.
8. Deflector o pantalla deflectora. Sirve para evitar el golpe de ariete y el empalamiento de la turbina.
9. Chorro.
10. Rodete. Consiste en un disco circular con un número de cucharones equidistantes dispuestos en su periferia. Se montan dos ó hasta un máximo de seis inyectores de modo que cada uno dirija su chorro tangente a la circunferencia y dirigido hacia el centro de los cangilones.
11. Álabes. En su centro existe un reborde (división) que divide al chorro del fluido entrante en dos porciones iguales.
12. Freno de la turbina por chorro de agua. El pequeño chorro actúa sobre el dorso de los álabes y frena el rodete. Sin él, el rodete seguiría girando por inercia cada vez más lentamente, con perjuicio de la lubricación y deterioro de los cojinetes.
13. Blindaje. Protege la infraestructura contra el efecto destructor del chorro desviado. A veces se utilizan con el mismo fin bloques de granito.
14. Disipador de energía. Evita la erosión en la subestructura generando un remanso por medio de tranquilizadores a la salida del agua.

Los elementos típicos de una turbina Francis son los siguientes:

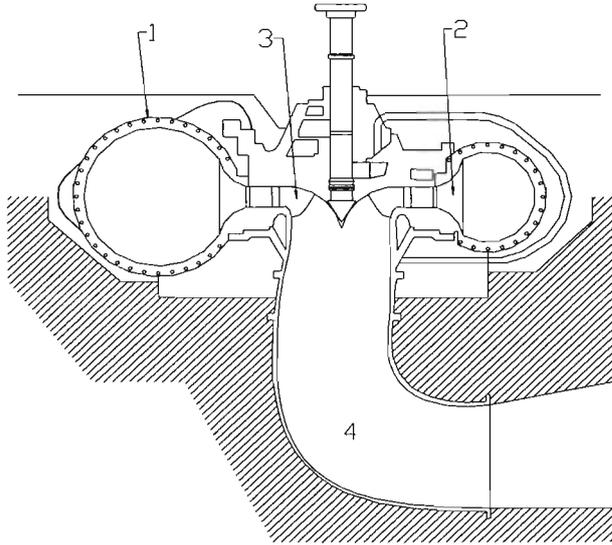


Figura 6 Partes de una turbina Francis. Ref. 2.

1. Caja espiral, carcaza o caracol. Según las dimensiones de la turbina se construyen de acero, concreto armado o con camisa de acero. Su función principal es la de transformar la energía de presión en energía cinética.
2. Difusor. La carcaza y el difusor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas de energía y transforman la energía de presión en energía cinética, el distribuidor actúa como un chiflón.
3. Rodete. Elemento principal de la turbina, donde se transforma la energía cinética en energía mecánica, constituyendo la parte móvil de la turbina.
4. Tubo de aspiración o de succión. Es el elemento de desagüe de la turbina, se llama tubo de aspiración porque crea una depresión a la salida del rodete, tiene dos funciones principales, la primera es recuperar la energía cinética que tiene el agua a la salida del rodete y la segunda recuperar la energía de posición.

Los números de cada uno de los elementos anteriores están relacionados con los números de la figura 6.

En la figura 7 se muestran los principales componentes de una turbina Kaplan.

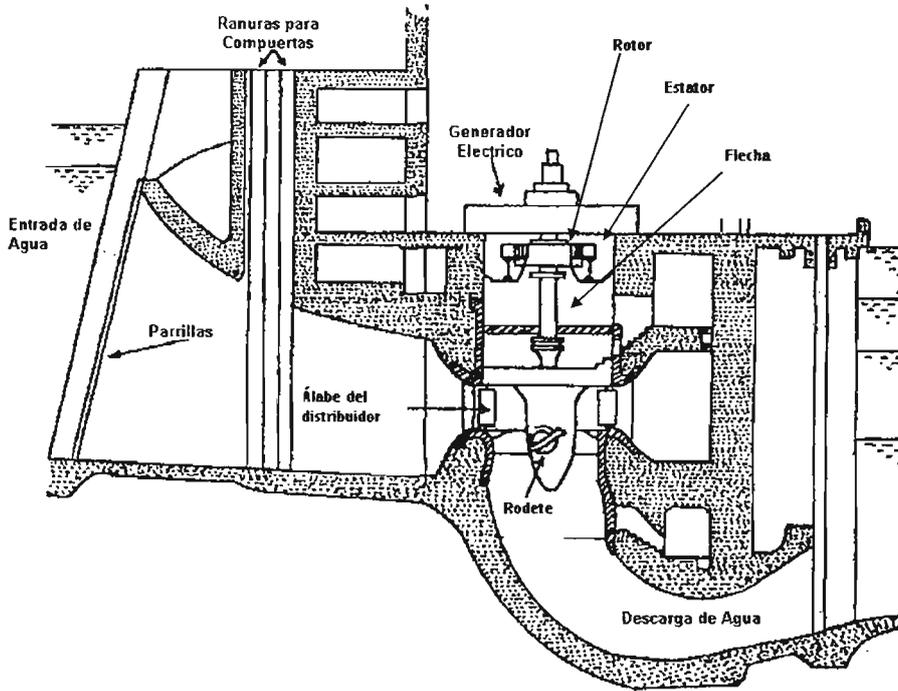


Figura 7 Componentes de una turbina Kaplan.

La turbina Kaplan se compone básicamente de:

1. Carcaza. Transforma la energía de presión en energía cinética.
2. Distribuidor. La carcaza y el difusor dirigen el agua al rodete con un mínimo de pérdidas de energía y transforman parte de la energía de presión en energía cinética, el distribuidor sirve para reducir el gasto cuando la carga hidráulica disminuye.
3. Rodete. Transforma la energía cinética en energía mecánica que transmite a la flecha.
4. Tubo de aspiración. Es el elemento de desagüe de la turbina.

2. GENERALIDADES.

2.1. *Instalación de la bomba del banco de pruebas.*

Para trabajar con el modelo o banco de pruebas, por tratarse de un aparato nuevo, es necesario, en primera instancia, realizar el ensamblaje del sistema de bombeo.

Para ello, es necesario realizar por única vez los siguientes pasos para tener el modelo listo y poder realizar las pruebas respectivas al funcionamiento de la bomba.

Ensamblado del sistema de bombeo del modelo.

1. Se desempacan todos los aparatos, retirando la cubierta de plástico que los cubre.
2. Se conecta el tubo de descarga (que cuenta con una placa de acrílico transparente) con el tubo de descarga de la bomba, por medio de una brida, asegurándose que el empaque esté colocado adecuadamente para evitar fugas y un mal funcionamiento del sistema. Después se fija la placa de acrílico transparente colocándola en la parte superior del tanque con los cuatro tornillos, que se proporcionan para este propósito.
3. Se remueven los cuatro tornillos de la parte inferior del tanque y se conecta el tubo de succión de la bomba con su respectiva junta. Se colocan de nuevo los tornillos que previamente se retiraron y se aprietan. El tubo de succión de la bomba queda conectado entre el tubo de entrada de la bomba y el fondo del tanque.
4. Se verifica que todas las juntas de las conexiones estén bien colocadas y que las bridas estén bien apretadas.
5. Se conecta el cable de suministro de corriente (que se encuentra en la parte posterior del modelo) a un contacto de corriente trifásica. Debe previamente verificarse la conexión del cable, corroborando que los tres interruptores que se encuentran en la parte posterior del panel de control (figura 8) estén en posición de apagado, así como el interruptor del panel de control debe estar en la posición de apagado.

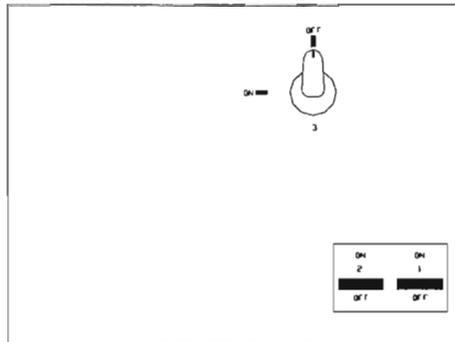


Figura 8 Interruptores de la parte posterior del panel de control.

6. Se abre totalmente la válvula de succión de la bomba (color rojo).
7. Se llenan con agua los tanques del modelo comenzando por el tanque superior; dejando que el agua caiga por el vertedor triangular para que se llene también el tanque inferior hasta que el nivel del agua de este último tanque llegue a la parte inferior del tanque superior.
8. Se espera un momento hasta que el agua deje de caer por el vertedor triangular para ajustar la regla graduada que se encuentra en la parte exterior del tanque.
9. La regla graduada se calibra aflojando los dos tornillos que la mantienen fija al tanque, haciendo coincidir el cero de la regla con el nivel del agua (a lo que llamamos tara) y se aprietan los dos tornillos que se aflojaron para que la regla permanezca fija nuevamente.

Al haber realizado todos los puntos anteriores el modelo queda ensamblado como se muestra en la figura 9 y está disponible para realizar las pruebas correspondientes a la bomba funcionando a descarga libre.

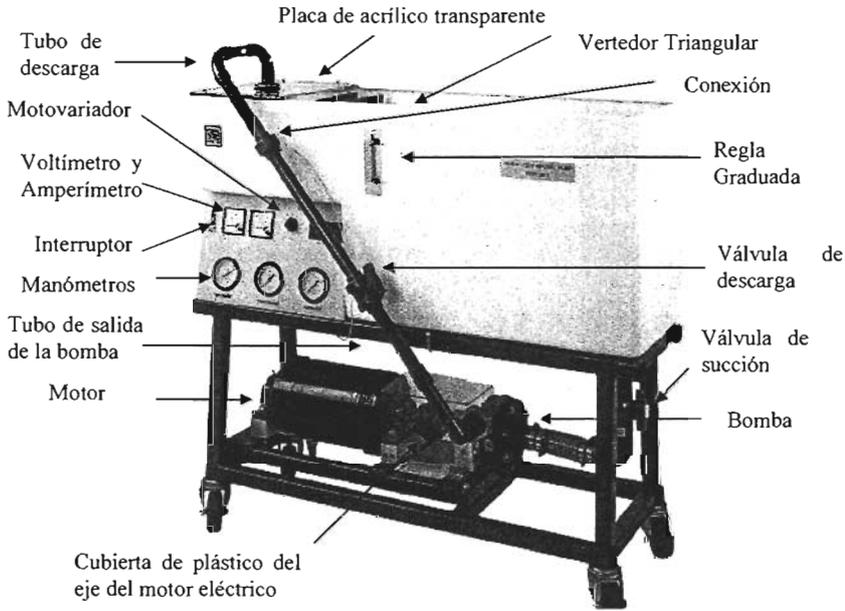


Figura 9 Banco de pruebas.

Como se muestra en la figura 9, el sistema básico de la bomba centrífuga del banco de pruebas consiste en un tanque de fibra de vidrio dividido en dos partes a diferentes profundidades. Por ello, llamaremos sección superior (en la que está instalado el vertedor triangular y dos placas de plástico color gris con orificios y que sirven como tranquilizadores) a la más pequeña y menos profunda, y sección inferior (en la que se encuentra conectada el tubo de succión de la bomba) a la más grande y más profunda. A su vez, el tanque está instalado sobre la parte superior de un estante tubular; mientras que en la parte inferior del estante se encuentran instalados: el motor eléctrico y la bomba centrífuga. El motor eléctrico está colocado bajo el extremo menos profundo del tanque, en donde

también se encuentra el panel de control y el compartimiento eléctrico. Cuenta también con una tubería de succión que conecta al tanque con la bomba y en la que está instalada una válvula de color rojo. A la salida de la bomba está la tubería de desfogue que conecta a la bomba con el complemento de la tubería que tiene la placa de acrílico transparente (o en su caso con cualquiera de las dos turbinas) por medio de la conexión y en la que está instalada otra válvula de color azul. El gasto que circula por el sistema es succionado del tanque hacia la bomba centrífuga y al salir de la bomba se conduce por la tubería de desagüe para regresar nuevamente al tanque y terminar así su ciclo.

2.2. Tablero de instrumentos.

El esquema del tablero de instrumentos con el que cuenta el aparato se muestra en la figura 10 y se encuentra instalado en la parte inferior de la sección superior del tanque de fibra de vidrio. Sus principales partes son las siguientes:

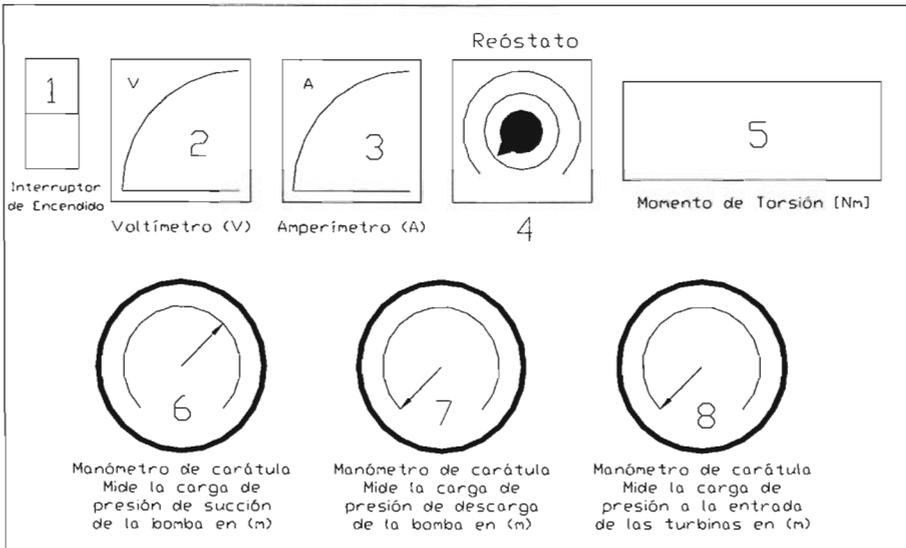


Figura 10 Esquema del panel de control.

1. Interruptor del motor eléctrico de la bomba.
2. Voltímetro. Mide el diferencial de potencia en (Volts) en el motor eléctrico de la bomba centrífuga.
3. Amperímetro. Mide la intensidad de corriente en (Amperes) proporcionada al motor eléctrico.
4. Reóstato. Varía la velocidad angular del motor eléctrico de la bomba en un rango de 0 a 3000 rpm. Esto se lleva a cabo mediante el campo magnético suministrado a la armadura del motor y con el cual se puede controlar la velocidad angular del eje del motor eléctrico.
5. Pantalla digital. En ella se pueden visualizar las lecturas del par motor generado en la flecha del motor eléctrico en (Newton · metro) y que a su vez le transmite la energía mecánica a la bomba centrífuga.
6. Manómetro de carátula. Mide la carga de presión en (metros) en la tubería de succión de la bomba centrífuga.
7. Manómetro de carátula. Mide la carga de presión en (metros) en la tubería de desagüe de la bomba centrífuga.
8. Manómetro de carátula. Mide la carga de presión en (metros) en la tubería a la entrada de las turbinas, en dado caso que estos dispositivos se encuentren instalados.

2.3. Medición del flujo.

El gasto se calcula tomando como referencia la carga hidráulica que existe en el vertedor triangular. Para medir dicha carga hidráulica se emplea la regla graduada transparente que se encuentra en la parte frontal del tanque del banco de pruebas. Es de suma importancia que esta regla graduada se encuentre correctamente calibrada (como se explicó en la sección 2.1) o haciéndose dicha calibración antes de poner a funcionar el modelo y con ambas secciones del tanque llenas con agua.

A continuación se describe el procedimiento a seguir para poder realizar las mediciones de la carga hidráulica del vertedor triangular instalado en el banco de pruebas, y con la cual se podrá obtener posteriormente el gasto que circula por el sistema:

1. Se llenan ambas secciones del tanque como se explicó anteriormente en la sección 2.1.
2. En dado caso que la regla graduada no esté calibrada se aflojan los dos tornillos que la mantienen fija al tanque y se hace coincidir el cero de la regla con el nivel del agua (tara). Para ello, en la sección superior del tanque el agua ya no debe derramarse por el vertedor. Finalmente se vuelven a apretar los dos tornillos que previamente se aflojaron y así fijar nuevamente la regla graduada al tanque.
3. Se verifica que las válvulas en las secciones de succión (roja) y descarga (azul) de la bomba estén totalmente abiertas.
4. Se gira el reóstato del panel de control hasta llegar a la posición de cero.
5. Se colocan en apagado los tres interruptores de la parte posterior del panel de control (figura 8), y el interruptor del mismo panel de control. Habiendo hecho esto se procede a conectar el cable de suministro de energía eléctrica al contacto de corriente trifásica.
6. Se encienden todos los interruptores, empezando por los tres que se encuentran en la parte posterior al panel de control (siguiendo la numeración indicada en la figura 8) y después el que se encuentra en el panel de control (mostrado en la figura 10).
7. Con el reóstato se puede incrementar la velocidad angular del motor de la bomba para tener un mayor gasto.
8. En cada variación del reóstato es necesario esperar un momento para que, tanto el gasto como la carga hidráulica se establezcan y no varíen.
9. Con la graduación de la regla se mide la carga hidráulica y se registra. Con este valor y la curva de gastos del vertedor triangular de la figura 12 se obtiene el gasto que circula por el sistema.

La curva de gastos de la figura 12 se obtiene con el siguiente procedimiento:

Se toman las características geométricas del vertedor triangular del banco de pruebas (representadas en la figura 11):

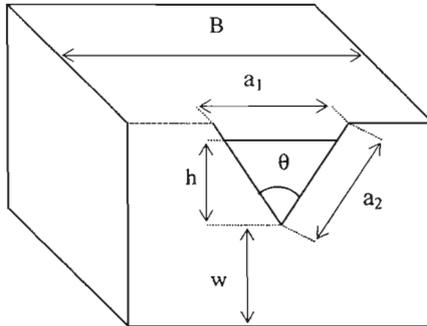


Figura 11 Características geométricas de un vertedor triangular.

donde:

a_1 es el ancho del vertedor.

a_2 es la longitud de un lado del vertedor.

w es la altura de la cresta del vertedor medida desde la plantilla

B es el ancho del canal de llegada

h es la carga hidráulica.

θ es el ángulo formado por los dos lados del vertedor.

Las características geométricas del vertedor del banco de pruebas son las siguientes:

$a_1=15.5$ cm

$a_2=21.8$ cm

$w=8.3$ cm

$B=39$ cm

Empleando la ecuación para el cálculo del gasto en un vertedor triangular y su coeficiente de descarga "C", se tiene lo siguiente:

$$Q = Ch^{3/2} \dots\dots\dots(2.3.1)$$

donde:

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \mu k \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \dots\dots\dots(2.3.2)$$

La fórmula para la obtención del coeficiente de descarga "C" es la más adecuada debido a las características geométricas del vertedor triangular tomada de la tabla 7.2. Ref. 5.

A nivel del mar la aceleración de la gravedad $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.

h, es la carga hidráulica que se mide directamente con la regla graduada instalada en el tanque del banco de pruebas, en m.

Con los cálculos correspondientes se determina que el ángulo “θ” del vertedor triangular es de 90°.

Los coeficientes “μ” y “k” tienen los valores de 0.6 y 1 respectivamente, ambos son adimensionales. Estos valores se obtienen de las gráficas de las figuras 7.9 y 7.10. Ref. 5.

Con los datos recabados y con los cálculos numéricos correspondientes llegamos finalmente a la siguiente ecuación:

$$Q = 1.417h^{5/2} \dots\dots\dots(2.3.3)$$

Con la ecuación 5 se puede obtener el gasto que circula por el sistema teniendo sólo como dato la carga hidráulica h medida directamente con la regla graduada instalada en el tanque del mismo modelo.

Debido a que los gastos y cargas hidráulicas con los que se trabaja en el banco de pruebas son relativamente pequeños se realizó un ajuste a la curva de gastos del vertedor triangular de la figura 12 transformando:

- Las unidades del gasto: de m³/s a l/min.
- Las unidades de la carga hidráulica: de m a mm. Siendo estas últimas unidades las que son tomadas directamente de la regla graduada por la aproximación que se tiene.

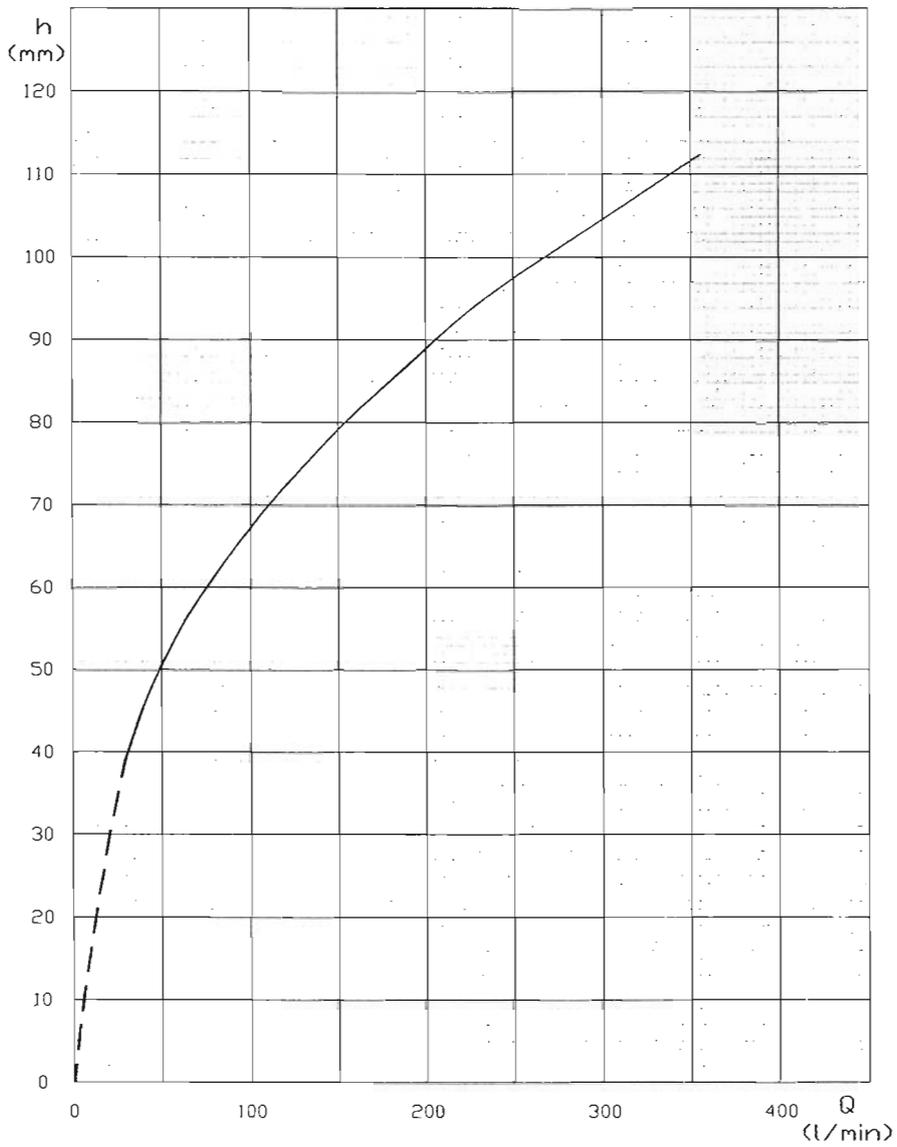


Figura 12 Curva de gastos del vertedor triangular.

2.4. **Medición de la velocidad.**

La medición de velocidad angular “N”, tanto del motor de la bomba, la misma bomba y de las turbinas, se realiza empleando un tacómetro digital de mano, que es a su vez de contacto y óptico. Para las mediciones de contacto cuenta con un aditamento en el que se encuentra una punta cónica de goma que se coloca en los ejes para que la punta gire y se registre la velocidad. Mientras que para realizar las mediciones con el sistema óptico se retira el aditamento que tiene el cono de goma de la parte superior del tacómetro, tal y como se muestra en la figura 13 y se realizan las lecturas de la velocidad angular. Éstas últimas mediciones es recomendable hacerlas en el eje de torsión del motor conectado a la bomba colocando el tacómetro de manera perpendicular al eje apuntando el lector óptico hacia el.

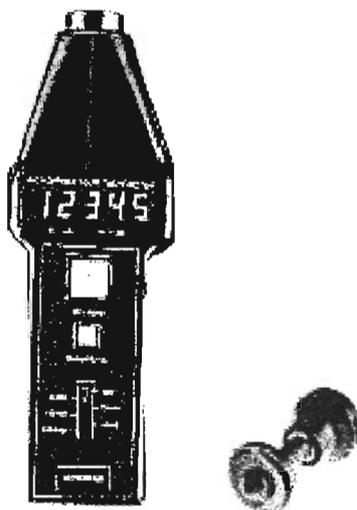


Figura 13 Tacómetro digital.

Antes de realizar las lecturas de velocidad angular con el tacómetro, es necesario ajustarlo para que sus unidades sean revoluciones por minuto (rpm).

Medición de la velocidad angular de la bomba.

La manera de medir la velocidad angular de la bomba es la siguiente:

1. Se establece una velocidad con el reóstato del panel de control.
2. De ser necesario, se quita el cono de fricción del tacómetro para que se puedan realizar las lecturas de velocidad angular con su lector óptico.
3. Se coloca el tacómetro de manera perpendicular al eje que se encuentra entre el motor eléctrico y la bomba, dirigiendo el lector óptico hacia el eje.

4. Se presiona el botón color rojo del tacómetro para que tome la lectura de velocidad angular por medio del lector óptico y se espera a que esta lectura que se muestra en la pantalla digital del tacómetro no varíe.

Para una mayor exactitud en las lecturas de la velocidad angular es conveniente retirar la cubierta de plástico que cubre el eje, que se encuentra sujeta con cuatro tornillos y colocar una cinta adhesiva reflejante en el eje.

Medición de la velocidad angular de las turbinas.

Para realizar las lecturas de velocidad angular de las turbinas se realiza lo siguiente:

1. Se establece un gasto en el sistema con el reóstato del panel de control.
2. Se retira la cubierta de color rojo que protege al disco del freno de la turbina.
3. Se coloca el cono de fricción del tacómetro en el extremo del eje de la turbina.
4. Se presiona el botón rojo del tacómetro para registrar la velocidad angular y se espera a que la lectura mostrada en la pantalla del tacómetro no varíe.

2.5. Circuito eléctrico.

Los circuitos eléctricos mostrados en la figura 14 se alojan en la parte posterior del panel de control del banco de pruebas.

El control de velocidad del motor requiere un suministro de corriente alterna de 220 Volts. Esto puede hacerse mediante:

- Una fase de 220 Volts suministrada con una frecuencia de 60 Hertz y 20 Amperes o
- Dos fases de 110 Volts suministrando por fase 20 Amperes y conectadas a las terminales L1 y N del cable de suministro eléctrico. La conexión a tierra física se hace mediante la terminal 3 del cable de suministro eléctrico.

El suministro de corriente eléctrica al controlador de velocidad del motor se hace a través de un fusible de 20 Amperes alojado en la línea de corriente.

El control de velocidad del motor de la bomba produce un campo fijo y variable a la armadura, controlado por el reóstato ubicado en el panel de control del banco de pruebas.

La diferencia de potencial y la intensidad de corriente eléctrica suministrados a la armadura del motor eléctrico son supervisados desde los medidores correspondientes en el panel de control.

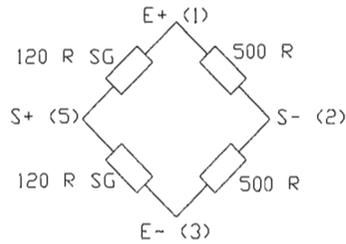
La pantalla digital, en donde se visualizan las lecturas de la torsión del eje del motor que está conectado a la bomba, es también abastecida con el mismo cable de suministro eléctrico.

*1
 Suministro monofásico 220/240 V
 Un fusible de 20 A alojado en la línea
 Suministro trifásico 110/115 V
 Un fusible de 20 A en cada una
 de las dos fases usadas

*2
 Celda cargada, conectada al medidor
 de Torsión

Conexiones	pin	Color	Descripción
	1	amarillo	excitación (E+)
	2	verde	señal (S-)
	3	azul	excitación (E-)
	5	rojo	señal (S+)

Circuito de la Celda Cargada



Lector Digital
(Torsión)

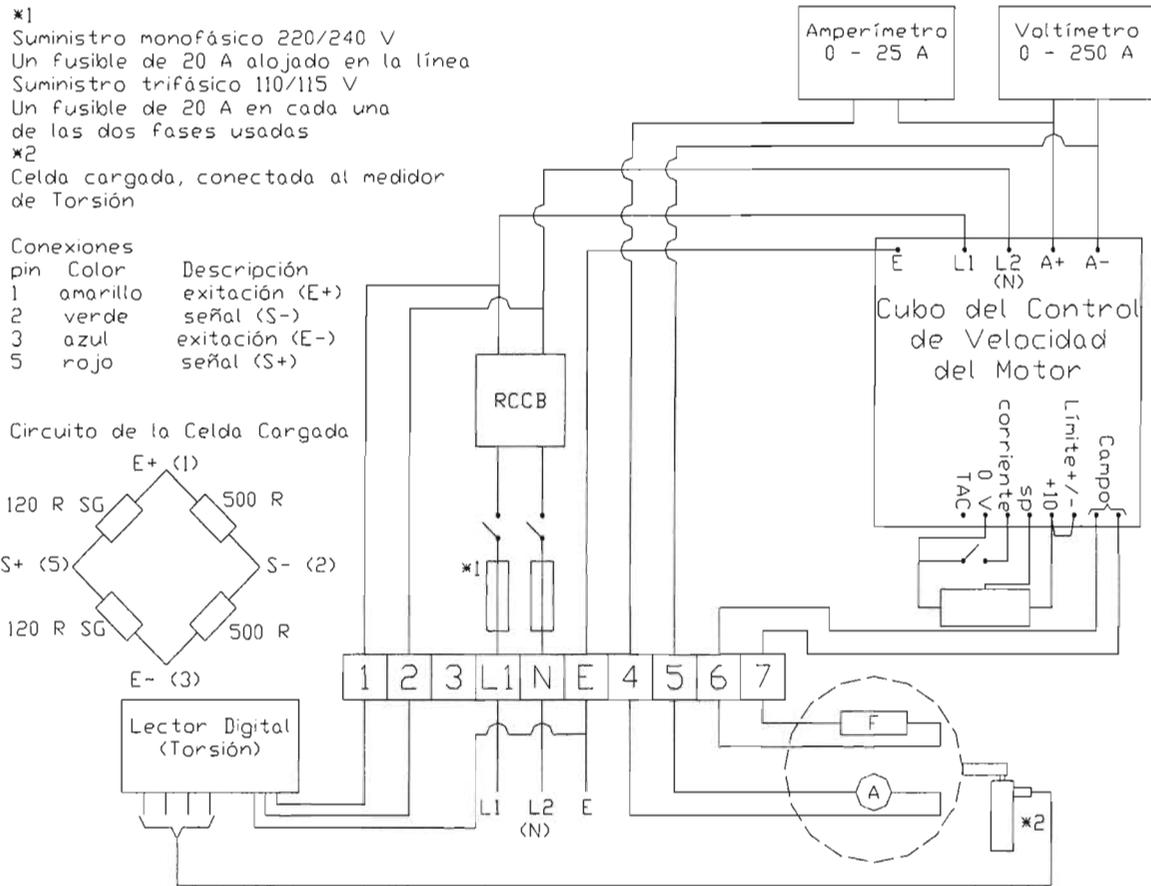


Figura 14 Circuito eléctrico del banco de pruebas.

2.6. Calibración de la Torsión

El sistema de medición de la torsión se calibra durante las pruebas pero puede necesitar un ligero ajuste para recobrar su tolerancia operacional de ± 0.1 N·m.

Para llevar a cabo la calibración es necesario contar con tres pesos de 0.5 Kg cada uno.

1. Deslizar el brazo de calibración hacia el brazo de torsión del motor junto con la percha.
2. Colocar los tres pesos en la ranura del brazo de calibración.

La ranura en donde se colocan los pesos está a un radio de 300 mm de la línea del centro del motor

La fuerza de torsión del brazo es una constante de 0.3 N·m.

Por consiguiente, con 2.0 Kg de peso (1.5 Kg del peso + 0.5 Kg de la percha), la medida de la torsión debe leerse como:

Torsión = fuerza de torsión del brazo + (Pesos x g x distancia al centro)

$$= 0.3 + (2.0 \times 9.81 \times 0.3) = 6.2 \text{ N}\cdot\text{m} \pm 0.1$$

La fuerza de torsión del brazo o torsión tara es la que se ejerce en la flecha del motor para poder hacer girar al impulsor de la bomba.

Girar el reóstato hasta un valor muy próximo al 0% de su rango de operación.

Enseguida se presiona el botón **MENÚ** del medidor digital hasta que en la pantalla del medidor aparezca el mensaje RD. S. O. (Leyendo y Compensando Escala). A continuación presione el botón **►/TARE** (Tara) del medidor digital. Ahora en la pantalla el medidor muestra el mensaje IN 1 (Entrada 1). El valor de IN 1 (Entrada 1) es la primera lectura almacenada para la carga mínima suministrada al motor eléctrico y que corresponde al valor mínimo de la torsión en el eje del motor eléctrico y la bomba.

Presionar el botón **►/TARE** (Tara) del medidor digital. El medidor digital muestra el último valor guardado por IN 1 (Entrada 1). A continuación presione el botón **►/TARE** (Tara) una vez más. El medidor digital muestra la señal actual recibida. Posteriormente presione el botón **MENÚ** para poder guardar este valor como IN 1 (Entrada 1). Ahora el medidor digital muestra el mensaje RD 1 (Lectura 1).

Enseguida se presiona el botón **►/TARE** (Tara) del medidor digital para que en la pantalla se muestre el último valor guardado para RD 1 (Lectura 1). A continuación se presiona el botón **▲/NT/GRS** para poder cambiar el número de dígitos. Ahora, presionando el botón **►/TARE** (Tara) se puede desplazar horizontalmente para colocar el punto decimal en la posición deseada. Posteriormente se presiona el botón **MENÚ** del medidor digital para guardar este valor como RD 1 (Lectura 1). El medidor muestra en la pantalla el mensaje IN 2 (Entrada 2). El valor de IN 2 (Entrada 2) es el valor almacenado para la entrada máxima.

Girar el reóstato hasta un valor muy próximo al 100% de su rango de operación.

Presionar el botón ►/TARE (Tara) del medidor digital. El medidor muestra en la pantalla el último valor guardado por IN 2 (Entrada 2). A continuación presione el botón ►/TARE (Tara) una vez más. El medidor digital muestra la señal actual recibida. Posteriormente presione el botón MENÚ para poder guardar este valor como IN 2 (Entrada 2). Ahora el medidor digital muestra el mensaje RD 2 (Lectura 2). La Lectura 2 es el valor leído para la Entrada 2.

Enseguida se presiona el botón ►/TARE (Tara) del medidor digital para que el medidor muestre el último valor guardado para RD 2 (Lectura 2). A continuación se presiona el botón ▲/NT/GRS para poder cambiar el número de dígitos. Ahora presionando el botón ►/TARE (Tara) se puede deslazar horizontalmente para colocar el punto decimal en la posición deseada. Posteriormente se presiona el botón MENÚ del medidor digital para guardar este valor como RD 2 (Lectura 2). El medidor muestra momentáneamente en la pantalla el mensaje STRD (Medidor de Tensión), seguido por el mensaje RD. CF. (Leyendo Configuración)

Con los pasos anteriores queda completada la calibración para la medición de la torsión en la flecha que conecta al motor eléctrico con la bomba centrifuga.

2.7. Turbina Pelton

La medición de la fuerza aplicada a la turbina es necesaria para poder calcular la potencia al freno y con ella obtener la eficiencia de la turbina

La fuerza es aplicada con un dinamómetro que representa al par motor ejercido por los generadores de las hidroeléctricas.

En la figura 15 se muestra la turbina Pelton del banco de pruebas.

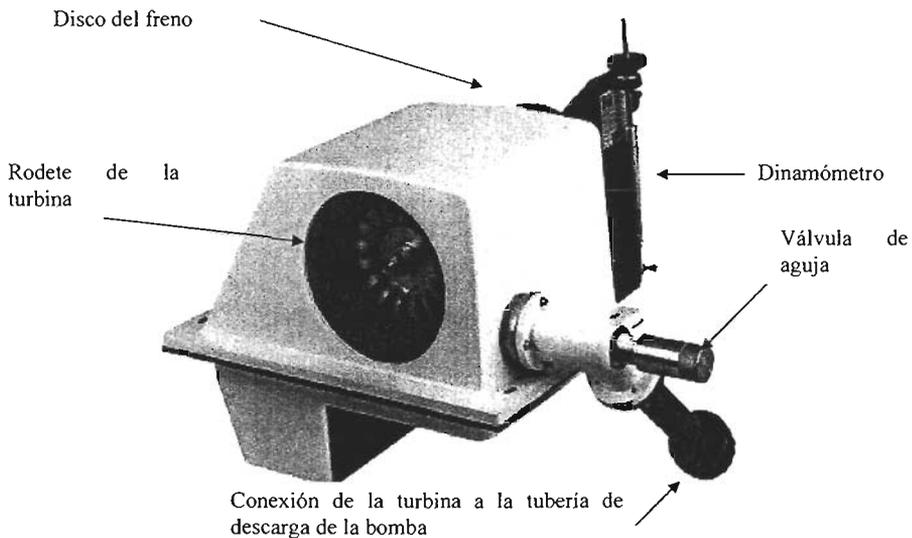


Figura 15 Turbina Pelton del banco de pruebas.

Procedimiento para aplicar la fuerza de frenado a la turbina Pelton.

Para aplicar la fuerza de frenado a la turbina Pelton, es necesario establecer un gasto con la bomba centrífuga, variando el reóstato del panel de control, y establecer una carga hidráulica, con la válvula que se encuentra a la salida de la tubería de descarga de la bomba centrífuga.

La aplicación de la fuerza a la turbina se realiza mediante unos cojines colocados en los calibradores del freno que sujetan al disco de freno. Figura 16.

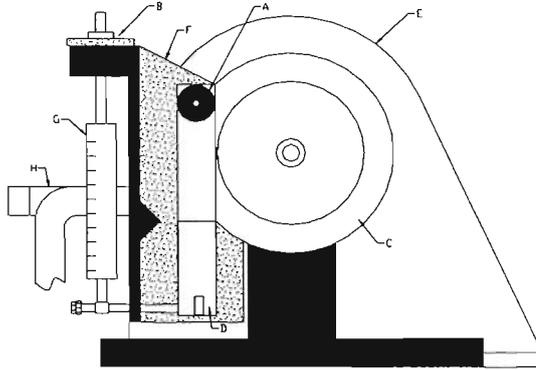


Figura 16 Vista del freno de la turbina Pelton.

La medición de esta fuerza se realiza mediante el dinamómetro instalado en la turbina que se observa en la figura 16.

El freno consta de:

- A. Tornillo de frenado.
- B. Tornillo de tensión del dinamómetro.
- C. Disco del freno.
- D. Calibrador del freno.
- E. Cubierta de la turbina.
- F. Base del dinamómetro.
- G. Dinamómetro.
- H. Válvula de aguja.

Antes de realizar cualquier experimento es necesario verificar que los cojines del calibrador del freno estén bien lubricados, para prevenir que el calibrador del freno se rompa cuando se aplique alguna fuerza. Para ello, se lubrica la superficie del disco con aceite auto motor y procurar que durante todos los experimentos permanezca así.

Empleando el dinamómetro de la turbina la torsión de la misma se puede medir siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Liberar completamente el tornillo del freno (A) para que no exista ningún contacto entre los cojinetes y el disco.
2. Girar el tornillo de tensión del dinamómetro (B), hasta que el indicador de la base del dinamómetro (F) esté alineado con la línea trazada sobre el calibrador del freno (D).
3. Registrar la posición inicial que se lee en el dinamómetro (G) como "X" (Lectura 1).
4. Apretar el tornillo del freno (A) para aplicar la fuerza de frenado.
5. Ajustar el tornillo de tensión del dinamómetro (B) hasta que el indicador de la base del dinamómetro (F) esté alineada con la línea trazada sobre el calibrador del freno (D).
6. Registrar la posición final que se lee en el dinamómetro (G) como "Y" (Lectura 2).
7. Obtener que la Fuerza de Frenado como = $Y - X$ (Lectura 1 - Lectura 2) en Newtons.

8. Para poder conocer la torsión resultante debida al aplicar la fuerza a la turbina se tiene:

Torsión = Fuerza de Frenado x distancia horizontal desde el centro del disco hasta el centro del calibrador del freno (Nominalmente 0.074 m).

La distancia de 0.074 m se mide desde el centro del eje del disco de la turbina al centro del calibrador del freno.

9. Para medir la velocidad de la turbina se inserta el cono de fricción del tacómetro de mano dentro del eje del disco, teniendo cuidado de no aplicar una presión muy grande, ya que ello podría disminuir la velocidad de la turbina y afectar su funcionamiento y exactitud en los cálculos posteriores.

2.8. Turbina Francis.

La medición de la fuerza aplicada a la turbina es necesaria para poder calcular la potencia al freno y con ella obtener la eficiencia de la turbina

Al igual que para el caso de la turbina Pelton la fuerza es aplicada a la turbina Francis con un dinamómetro que representa al par motor ejercido por los generadores de las hidroeléctricas.

En la figura 17 se muestran la turbina Francis correspondiente al banco de pruebas:

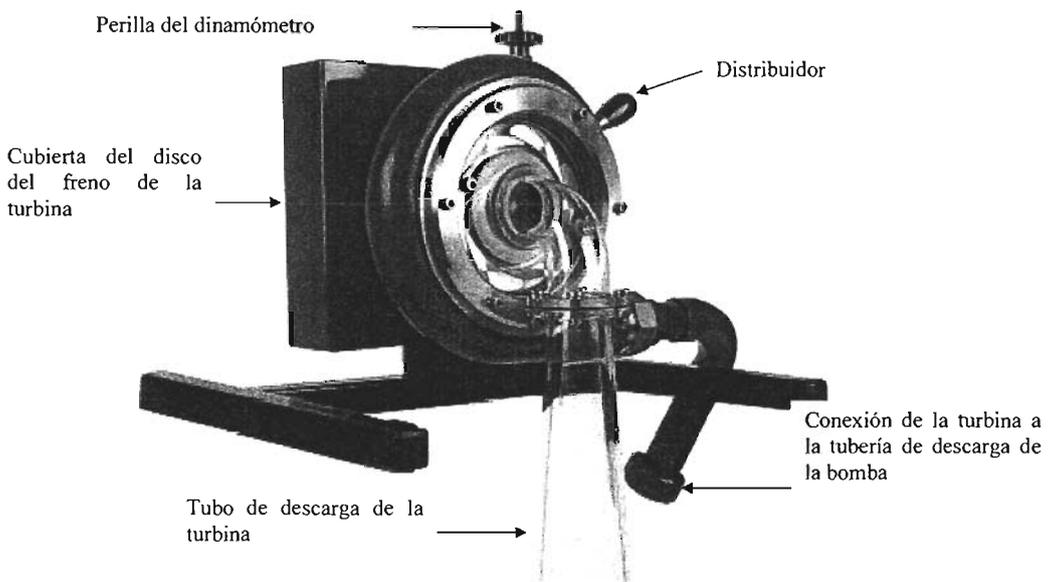


Figura 17 Turbina Francis del banco de pruebas.

Procedimiento para aplicar la fuerza de frenado a la turbina Francis.

Para aplicar la fuerza de frenado a la turbina Francis es necesario establecer un gasto con la bomba centrífuga, variando el reóstato del panel de control, y establecer una carga hidráulica, con la válvula que se encuentra a la salida de la tubería de descarga de la bomba centrífuga.

La aplicación de la fuerza a la turbina se realiza mediante los cojines colocados en los calibradores del freno que sujetan al disco de freno, figuras 18.

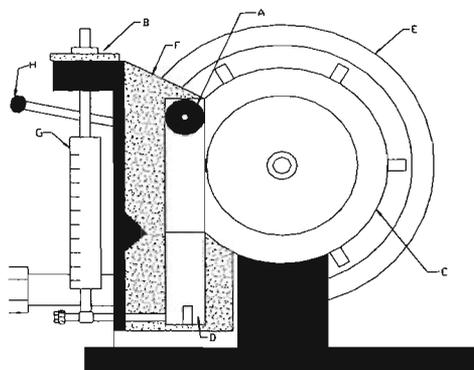


Figura 18 Vista del freno de la turbina Francis.

El freno consta de:

- A. Tornillo de frenado.
- B. Tornillo de tensión del dinamómetro.
- C. Disco del freno.
- D. Calibrador del freno.
- E. Cubierta de la turbina.
- F. Base del dinamómetro.
- G. Dinamómetro.
- H. Distribuidor de los álabes para la turbina Francis.

La medición de esta fuerza se realiza mediante el dinamómetro instalado en la turbina observado en la figura 18.

Antes de realizar cualquier experimento con la turbina es necesario verificar que los cojines del calibrador del freno estén bien lubricados, para prevenir que el calibrador del freno se rompa cuando se aplique alguna fuerza. Para ello, se lubrica la superficie del disco con aceite auto motor y procurar que durante todos los experimentos permanezca así.

Empleando el dinamómetro de la turbina la torsión de la misma se puede medir siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Liberar completamente el tornillo del freno (A) para que no exista ningún contacto entre los cojinetes y el disco.
2. Girar el tornillo de tensión del dinamómetro (B), hasta que el indicador de la base del dinamómetro (F) esté alineado con la línea trazada sobre el calibrador del freno (D).
3. Registrar la posición inicial que se lee en el dinamómetro (G) como "X" (Lectura 1).
4. Apretar el tornillo del freno (A) para aplicar la fuerza de frenado.
5. Ajustar el tornillo de tensión del dinamómetro (B) hasta que el indicador de la base del dinamómetro (F) esté alineada con la línea trazada sobre el calibrador del freno (D).
6. Registrar la posición final que se lee en el dinamómetro (G) como "Y" (Lectura 2).

7. Obtener que la Fuerza de Frenado como = $Y - X$ (Lectura 1 – Lectura 2) en Newtons.
8. Para poder conocer la torsión resultante debida al aplicar la fuerza a la turbina se tiene:

Torsión = Fuerza de Frenado x distancia horizontal desde el centro del disco hasta el centro del calibrador del freno (Nominalmente 0.074 m).

La distancia de 0.074 m se mide desde el centro del eje del disco de la turbina al centro del calibrador del freno.

9. Para medir la velocidad de la turbina se inserta el cono de fricción del tacómetro de mano dentro del eje del disco, teniendo cuidado de no aplicar una presión muy grande, ya que ello podría disminuir la velocidad de la turbina y afectar su funcionamiento y exactitud en los cálculos posteriores.

3. TEORÍA Y RENDIMIENTO OPERACIONAL.

3.1. *Introducción.*

Las pruebas que se realizan en el aparato han sido desarrolladas para permitir que los estudiantes observen las propiedades básicas tanto de la bomba centrífuga como de las turbinas Pelton y Francis, este trabajo está desarrollado para cubrir todas las posibles pruebas que se pueden realizar en este modelo.

A continuación se mencionan una serie de experimentos y pruebas que pueden realizarse en el modelo y con los cuales podemos analizar el rendimiento operacional de las máquinas que componen el banco de pruebas:

1. Obtención de las curvas características de la bomba $Q - H$ (Gasto versus Carga hidráulica), para diferentes valores de N (Velocidad angular).
2. Graficar las curvas $P_f - N$ (Potencia al freno de las turbinas versus Velocidad angular), para varias cargas hidráulicas.
3. Observar los efectos de la posición de los álabes o los efectos de la abertura de la válvula de aguja en el funcionamiento de las respectivas turbinas.
4. Medir el gasto a través del vertedor triangular con las ecuaciones obtenidas en la sección 2.3.
5. Los efectos de la presión de succión en el funcionamiento de la bomba.
6. La cavitación y la presión en la succión de la bomba.
7. Los efectos de la presión de descarga en el funcionamiento de la bomba.

3.2. Bomba de Alimentación.

La bomba centrífuga consiste básicamente de tres componentes: un conducto de entrada, un rotor y la voluta.

El conducto de entrada del fluido está alineado al centro del rotor. Con respecto a la rotación del rotor, el fluido es centrífugo hacia fuera del conducto de salida del rotor.

Las velocidades altas del fluido, a la salida del rotor, son convertidas en energía de presión por la reducción de velocidad en la voluta que actúa básicamente como un canal colector del flujo. Las presiones altas del fluido pasan a través de la descarga de la bomba hacia el sistema.

Cuando no hay flujo a través de la bomba (la válvula de descarga está cerrada) la presión generada tiende a ser la más alta que puede alcanzar para la velocidad dada. Conforme el flujo es incrementado (la válvula de descarga se abre) la presión generada se reduce.

Ecuación de Euler

Es conveniente ordenar las características estudiadas para considerar el momento angular y las características del flujo en un impulsor. Esto puede ser mostrado con la carga generada por la bomba centrífuga que está dada por la expresión:

$$H_i = \frac{(u_2 C_{U2} - u_1 C_{U1})}{g} \dots\dots\dots(3.2.1)$$

donde:

u_1 = velocidad tangencial de entrada del rotor.

u_2 = velocidad tangencial de salida del rotor.

C_{U1} = componente tangencial de la velocidad del flujo, velocidad a la salida

C_{U2} = componente tangencial de la velocidad del flujo, velocidad a la entrada

La ecuación 3.2.1 es conocida como la Ecuación de Euler y se deriva de los triángulos de velocidad de la figura 19.

Si se asume que la entrada del fluido hacia los álabes es radial entonces:

$$C_{U1} = 0$$

y la ecuación 3.2.1 se reduce a:

$$H_i = \frac{u_2 C_{U2}}{g} \dots\dots\dots(3.2.2)$$

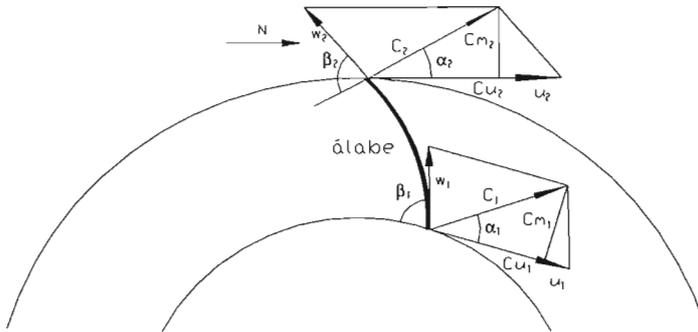


Figura 19 Triángulos de velocidad (Dibujo teórico del flujo en el rotor).

Para el análisis del triángulo de velocidades a la salida, se puede mostrar como:

$$C_{1/2} = u_2 - \frac{Cm_2}{\tan \beta_2}$$

donde:

Cm_2 = velocidad del flujo.

β_2 = ángulo de descarga del álabe = constante.

El valor de Cm_2 es directamente proporcional al flujo, desde $Cm_2 \cdot \text{área normal para } Cm_2$ tenemos la cantidad de flujo o gasto.

Por lo tanto la ecuación 3.2.2 puede describirse como:

$$H_i = \frac{u_2(u_2 - KQ)}{g} \dots\dots\dots(3.2.3)$$

Cuando $Q = 0$, la válvula de descarga está cerrada:

$$H_i = \frac{u_2^2}{g}$$

Y el valor de H_i decrece con el incremento del valor de Q . Esta relación característica da como resultado la curva Q-H. Figura 20.

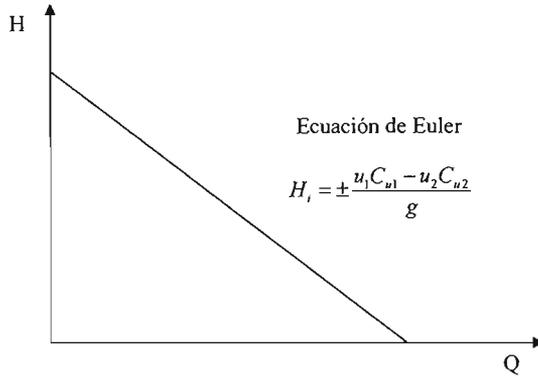


Figura 20 Línea de Euler.

Como se mencionó anteriormente, el análisis usado para producir la figura 20 es muy simplificado y el funcionamiento de una bomba es modificado desde la línea de Euler por los siguientes efectos:

1. Pérdidas en la entrada.
2. Pérdidas en el difusor o en la voluta.
3. Pérdidas en el diseño de la entrada.
4. Pérdidas en el diseño del difusor.
5. Pérdidas por fugas.

Con respecto a los puntos 3 y 4 los álabes del impulsor se diseñan para su uso más eficiente con una cantidad de flujo dado. Con cualquier otra cantidad de flujo, es obvio que los álabes no serán tan eficientes.

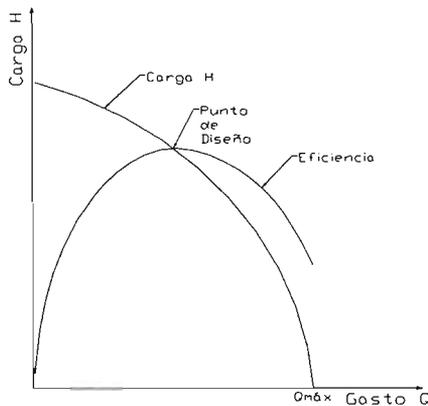


Figura 21 Curvas Q-H y Q-η.

Puesto que los ángulos de los álabes se diseñan para el funcionamiento con una cantidad de flujo dada, la eficiencia global de la bomba será la máxima, cuando trabaje bajo sus condiciones de diseño y las pérdidas resulten ser las mínimas.

En la figura 21 se observa que aunque la eficiencia sea cero con la válvula de descarga cerrada (cuando $Q = 0$), la eficiencia para el máximo flujo (cuando $H = 0$) no es cero.

La potencia “P” requerida para operar la bomba está definida como:

$$P = 9.81 \frac{\gamma QH}{\eta_0} \dots\dots\dots(3.2.4)$$

donde:

- P = Potencia en Watts
- Q = Gasto en m³/s
- H = Carga en m columna de agua
- γ = Peso específico del fluido en Kg/m³
- η₀ = Eficiencia (total)

La máxima potencia requerida para operar la bomba ocurre cuando el gasto aprovechado es el máximo Q_{máx}. La mínima potencia ocurre cuando la válvula principal está cerrada (Q = 0). Esto explica el por qué es necesario comenzar con la bomba centrífuga con la válvula de descarga cerrada.

Cavitación

La cavitación ocurre cuando la presión absoluta de un fluido es aproximadamente igual al valor de la presión de vaporización del fluido y se generan burbujas de aire. Las burbujas se colapsan en áreas en donde la presión es más alta que la que las generó. En el caso de una bomba de presión absoluta más baja, la cavitación ocurre a la entrada del impulsor y en ésta región es donde la cavitación comienza.

Para predecir los efectos de la cavitación en el funcionamiento de la bomba, los diseñadores de bombas usan un factor conocido como Carga Positiva Neta de Succión (NPSH, siglas en inglés de Net Positive Suction Head).

La Carga Positiva Neta de Succión (NPSH) está definida como:

$$NPSH = H_s - H_{vp} \dots\dots\dots(3.2.5)$$

donde:

- H_s = Carga de presión total absoluta a la entrada del impulsor en el centro de línea de la bomba.
- H_{vp} = Presión de vaporización del fluido a la temperatura de entrada del fluido.

Para una bomba dada habrá un cierto valor de NPSH para el cual la cavitación ocurrirá. Este valor es conocido como NPSH requerida o $(NPSH)_R$.

Para que una bomba pueda operar sin los efectos de cavitación el NPSH disponible o $(NPSH)_D$ debe ser mayor que el requerido.

$$(NPSH)_D > (NPSH)_R \dots\dots\dots(3.2.6)$$

Las pruebas son usadas para determinar los valores de $(NPSH)_R$ y pueden entonces ser usadas para predecir las condiciones de operación seguras para una bomba dada.

En la figura 22 se muestran las condiciones de operación del sistema instalado en el banco de pruebas.

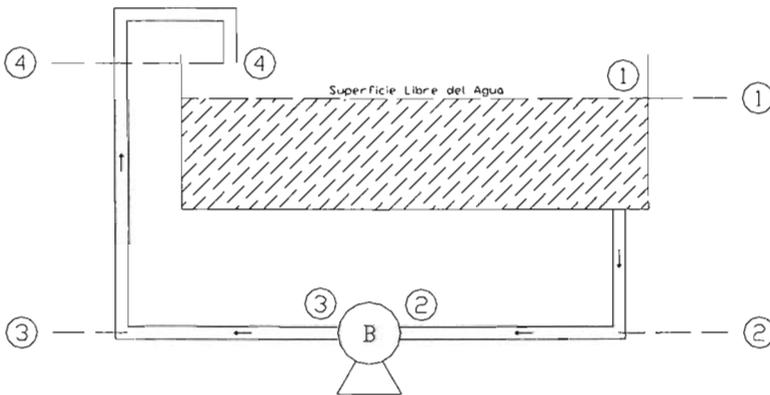


Figura 22 Sistema del Banco de Pruebas.

Para obtener la carga de presión total absoluta a la entrada del impulsor de la bomba es necesario realizar el siguiente análisis:

$$H_1 = H_2 + \sum h_{1-2} \dots\dots\dots(3.2.7)$$

En donde:

H_1 es la carga estática total en la sección 1.

H_2 es la carga estática total en la sección 2.

$\sum h_{1-2}$ es la sumatoria de las pérdidas existentes entre la sección 1 y la sección 2.

Desarrollando los términos de la ecuación 20, tenemos que:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2} \dots\dots\dots(3.2.8)$$

Simplificando términos y despejando la carga de presión en la sección 2, tenemos:

$$\frac{P_2}{\gamma} = Z_1 - \frac{V_2^2}{2g} - \sum h_{1-2} \dots \dots \dots (3.2.9)$$

Por tanto, la $(NPSH)_D$ será igual a:

$$(NPSH)_D = \frac{P_2}{\gamma} + P_{absoluta} \dots \dots \dots (3.2.10)$$

O bien:

$$(NPSH)_D = Z_1 - \frac{V_2^2}{2g} - \sum h_{1-2} + P_{absoluta} \dots \dots \dots (3.2.11)$$

3.3. Turbina Francis.

Con un análisis similar al usado en la sección 3.2 para derivar las características de una bomba centrífuga, se puede demostrar que la potencia generada por una turbina es proporcional al cambio de momento angular derivado de los triángulos de velocidad (figura 23) como:

$$P_T = \frac{Q\gamma}{g}(u_2Cu_2 - u_1Cu_1) = \gamma QH\eta \dots \dots \dots (3.3.1)$$

donde:

- u_1 = velocidad tangencial de salida del rotor.
- u_2 = velocidad tangencial de entrada del rotor.
- Cu_1 = componente tangencial de la velocidad de la velocidad de salida del fluido.
- Cu_2 = componente tangencial de la velocidad de la velocidad de entrada del fluido.
- H = carga hidráulica.
- Q = gasto.
- η = eficiencia.
- γ = peso específico del fluido.

Debe recordarse que la dirección de flujo normal a través de un turbina Francis es contraria al que pasa a través de una bomba centrífuga.

Reestructurando la ecuación 3.3.1, para obtener una ecuación similar a la de Euler se obtiene:

$$\eta g H = u_2 C u_2 - u_1 C u_1 \dots \dots \dots (3.3.2)$$

Esta es de nuevo la ecuación básica de energía de Euler en términos de la carga y las componentes de las velocidades.

En el caso de una turbina, el sistema de operación normal es bajo una carga constante y por consiguiente el funcionamiento general de una turbina es considerado desde un punto de vista diferente al de una bomba. Para una turbina las cantidades importantes son las variaciones de gasto, velocidad y eficiencia bajo el funcionamiento de una carga constante.

Por lo tanto, debe considerarse inicialmente la variación de gasto con la velocidad bajo un sistema de carga constante.

Usando la regla de los cosenos en los triángulos de velocidad, se puede demostrar que:

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \dots \dots \dots (3.3.3)$$

Reorganizando la ecuación anterior obtenemos:

$$Q^2 K_1 = 2gH_i - \frac{n_2 R_2^2}{K_2^2} \left[1 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \right] \dots\dots\dots(3.3.4)$$

donde:

H_i = carga ideal

O

$$Q^2 = K_3 H_i - K_4 n^2 \dots\dots\dots(3.3.5)$$

Para una turbina dada.

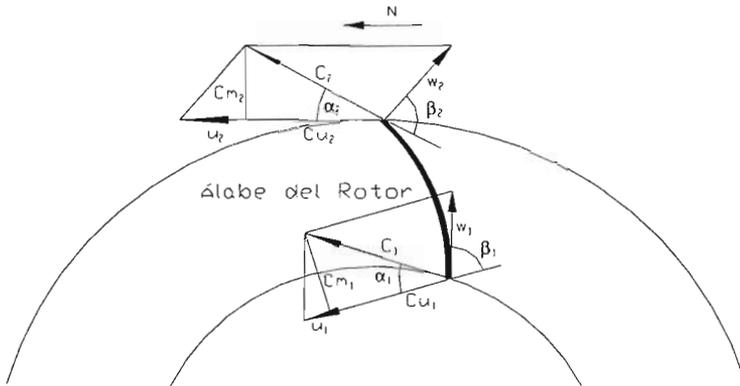


Figura 23 Modelo teórico del flujo en el álabe del rotor.

En las turbinas Francis R_1 es más pequeño que R_2 ; K_4 , es siempre positivo y por tanto el gasto Q disminuye con la velocidad como se muestra en la figura 24 operando con una carga constante.

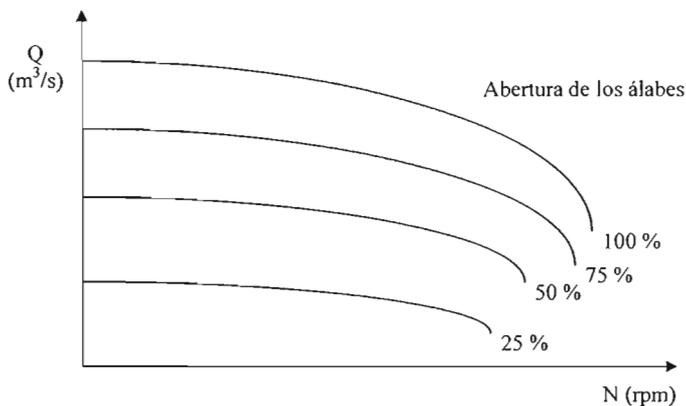


Figura 24 Gasto teórico variando la velocidad para una carga constante.

La figura anterior muestra el decremento del gasto "Q" conforme aumenta la velocidad angular "N", asumiendo un flujo constante, con los álabes totalmente abiertos. Para los álabes parcialmente abiertos las curvas son muy similares a las curvas de la figura 24.

En la figura 25 se observan las curvas de isoeficiencia para una turbina Francis con una carga "H" y un gasto "Q" constantes.

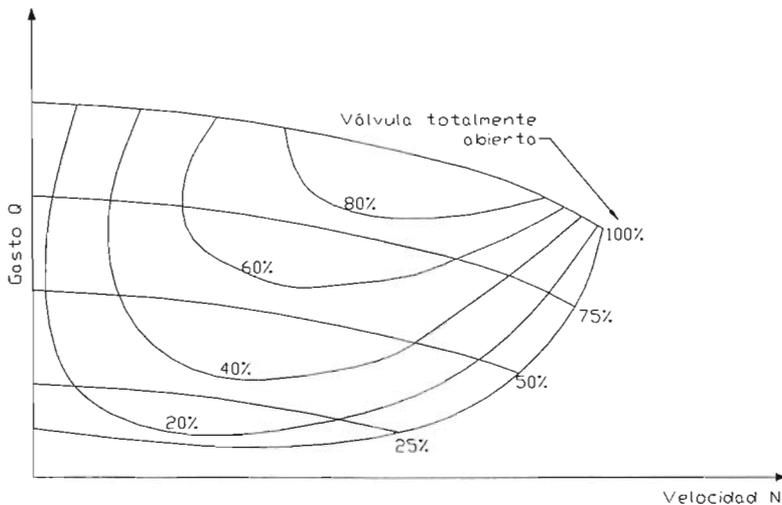


Figura 25 Curvas típicas del funcionamiento de una turbina Francis.

3.4. Turbina Pelton.

La turbina Pelton consta básicamente de tres componentes: una tobera de entrada, un rotor y una cubierta.

La turbina Pelton es una turbina de impulso en donde la conversión de la carga de presión del fluido en energía cinética se realiza completamente en la boquilla estacionaria y el papel del rotor es convertir esta energía cinética en trabajo mecánico.

El agua deja la boquilla a velocidades altas y golpea los cangilones, los cuales se mueven en la misma dirección. Los cangilones giran en la dirección del movimiento del fluido hasta tener una posición aproximada de casi 180° . El pequeño ángulo α menor a 180° es necesario para que el agua caiga de manera clara al siguiente cangilón, figura 26.

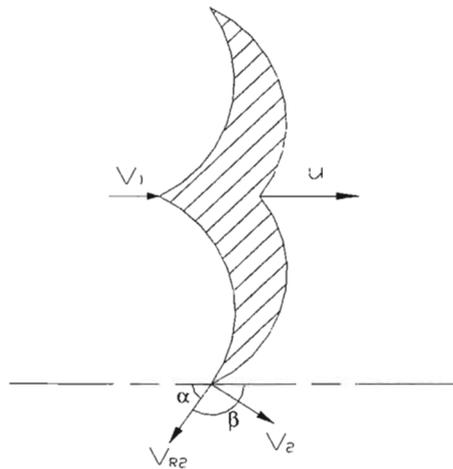


Figura 26 Cambios de velocidad en el cangilón.

- V_1 = velocidad absoluta del chorro anterior que golpea al cangilón.
- V_2 = velocidad absoluta del chorro a la salida del cangilón.
- ω = velocidad angular del rodete.
- r = radio desde el eje del rodete al aje del chorro golpeando al cangilón.
- u = velocidad absoluta del cangilón para el radio " r ", $u = \omega r$.
- V_{R1} = velocidad de llegada del chorro relativa al cangilón.
- V_{R2} = velocidad del fluido saliendo del cangilón relativa al cangilón.
- θ = ángulo a través del cual el fluido es desviado = $180^\circ - \alpha$.
- Q = gasto que pasa por la tobera.
- ρ = densidad del fluido.

El diagrama de velocidad a la entrada del cangilón (figura 27) puede ser visto desde la velocidad relativa de V_{R1} para el momento cuando el fluido encuentra el cangilón y es:

$$V_{R1} = V_1 - u \dots \dots \dots (3.4.1)$$

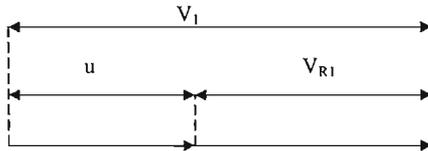


Figura 27 Entrada al cangilón.

Para obtener la velocidad absoluta del fluido que sale del cangilón, la velocidad relativa V_{R2} debe sumarse a la velocidad u del cangilón (figura 28).

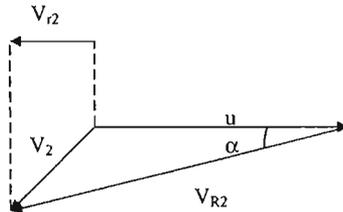


Figura 28 Salida del cangilón.

La velocidad de giro a la salida V_{r2} es la componente de V_2 en la dirección del movimiento del cangilón.

A partir de la figura 28 esto puede ser visto como:

$$V_{r2} = -(V_{R2} \cos \alpha - u) \dots \dots \dots (3.4.2)$$

A la entrada la velocidad de giro es V_1 y por lo tanto, la componente del cambio de giro es:

$$\Delta V_r = V_1 + V_{R2} \cos \alpha - u$$

$$\Delta V_r = V_{R1} + V_{R2} \cos \alpha \dots \dots \dots (3.4.3)$$

Haciendo:

$$V_{R1} = V_1 - u$$

Sin considerar las pérdidas por fricción.

Cuando el chorro golpea al cangilón:

$$V_{R1} = V_{R2}$$

Entonces:

$$\Delta V_r = V_{R1}(1 + \cos \alpha) = V_{R1}(1 - \cos \theta) \dots \dots \dots (3.4.4)$$

Siendo:

$$\cos \alpha = -\cos \theta$$

El gasto del chorro = Q_{CH} y por tanto, el cambio de momento en la dirección del giro es $Q_{CH}(\Delta V_r)$. Esto representa la fuerza alrededor del rodete.

$$\begin{aligned} \text{Torsión del rodete} &= Q_{CH}(\Delta V_r) r \\ \text{Potencia del rodete} &= Q_{CH}(\Delta V_r) r \omega \\ &= Q_{CH}(\Delta V_r) u \dots \dots \dots (3.4.5) \end{aligned}$$

La energía cinética de llegada al rodete es igual a:

$$Ec_r = \frac{1}{2} Q_{CH} V_1^2$$

Entonces la eficiencia del rodete es:

$$\eta_r = \frac{Q_{CH}(\Delta V_r)u}{\frac{1}{2} Q_{CH} V_1^2} = \frac{2u(\Delta V_r)}{V_1^2}$$

Sustituyendo (ΔV_r) en la ecuación 3.4.4 y la igualdad $V_{R1} = V_1 - u$,

$$\begin{aligned} \eta_r &= \frac{2uV_{R1}(1 - \cos \theta)}{V_1^2} \\ \eta_r &= \frac{2u(u_1 - u)(1 - \cos \theta)}{V_1^2} \dots \dots \dots (3.4.6) \end{aligned}$$

Se puede demostrar que la eficiencia η es máxima cuando $u/V_1=0.5$.

Para una carga constante y una tobera fija, la proporción del gasto "Q" permanece constante a través de las velocidades variantes. Este es el caso de la salida de la tobera que siempre tiene una presión atmosférica, como se muestra en la figura 29.

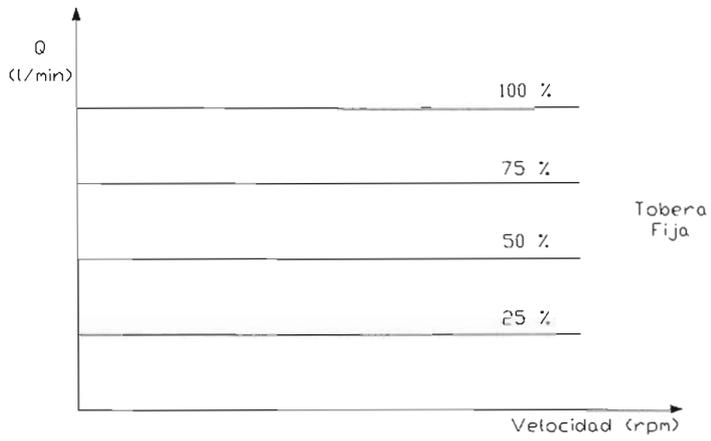


Figura 29 Variación teórica del gasto con una carga constante.

3.5. Determinación de Valores.

En este capítulo se hará el análisis de los resultados que se obtienen de los datos del funcionamiento del banco de pruebas, considerando:

Cargas:

H_2	carga en la succión de la bomba	m
H_3	carga en la descarga de la bomba	m
H_4	carga a la entrada de la turbina	m

Velocidades:

N_1	velocidad angular de la bomba	rpm
N_2	velocidad angular de la turbina	rpm

Fuerza de Torsión:

F_1	en la bomba	N
F_2	en la turbina	N

Flujo:

h	carga en el vertedor triangular	m
-----	---------------------------------	---

A continuación, se describe el procedimiento para obtener los diferentes valores de las pruebas y experimentos, para que con ellos se grafiquen los resultados obtenidos.

❖ Cargas estáticas del banco de pruebas (figura 30).

La carga estática en m, a la entrada de la bomba se determina midiendo la distancia que existe entre la superficie libre del agua del tanque inferior al eje de la bomba; mientras que la carga estática de la descarga de la bomba se mide del eje de la bomba a la salida de la tubería de descarga de la bomba.

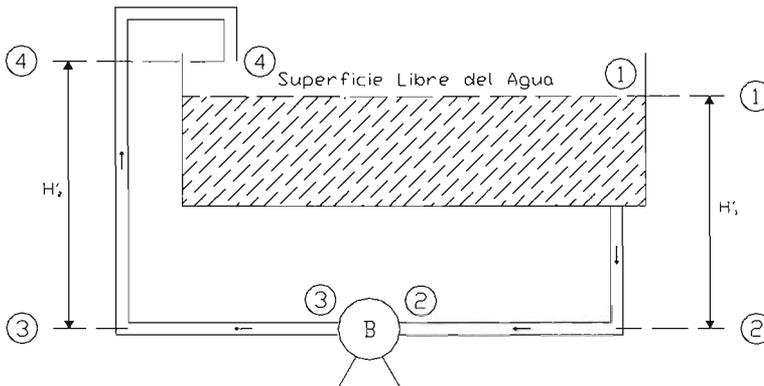


Figura 30 Cargas estáticas en el banco de pruebas.

$$\Delta H = H'_2 - H'_1 \dots \dots \dots (3.5.1)$$

❖ Gasto “Q”.

Para obtener el gasto en l/min. del sistema es necesario emplear el vertedor triangular que se encuentra instalado en el tanque superior del banco de pruebas. El dato que se necesita para la obtención del gasto es la carga hidráulica “h” que se mide con la regla graduada instalada en la parte frontal del tanque en mm. Al conocer la carga hidráulica se obtiene el gasto de dos maneras: la primera de ellas usando la gráfica de la figura 12; y la segunda opción es obtenerlo matemáticamente con la expresión número 5 desarrollada en la sección 2.3.

❖ Potencia al freno y/o mecánica.

Se denomina potencia al freno “P_F”, para el caso de la bomba; y Potencia mecánica “P_M”, para el caso de las turbinas, en Watts.

Para obtener estas potencias tanto para la bomba como para las turbinas se emplea la siguiente ecuación:

$$P_F = \frac{2\pi NT}{60} \dots \dots \dots (3.5.2)$$

donde:

$$T = F \times R \dots \dots \dots (3.5.3)$$

Para la bomba: R = 0.175 m

Para las turbinas: R = 0.074 m

En el caso de la bomba centrífuga los valores se obtienen de la siguiente manera: con el tacómetro se mide la velocidad angular “N” del eje de la bomba y en la pantalla digital se registra el valor de la torsión “T”.

Para el caso de las turbinas se mide la velocidad angular “N” colocando el tacómetro de mano en el centro del eje del disco del freno y se mide la fuerza aplicada “F” con el dinamómetro.

❖ Potencia eléctrica P_E.

La fórmula para la obtención de la potencia eléctrica en Watts es la siguiente:

$$P_E = V \times A \dots \dots \dots (3.5.4)$$

Los valores de voltaje “V” como de la intensidad de corriente “A” se obtienen directamente de los medidores que se encuentran instalados en el panel de control.

❖ Eficiencia hidráulica de la bomba.

La manera de obtener la eficiencia hidráulica en % de la bomba es la siguiente:

$$\eta_B = \frac{\text{Potencia hidráulica}}{\text{Potencia al freno}} \times 100 \text{ [%]} \dots \dots \dots (3.5.5)$$

Desarrollando la expresión anterior tenemos que:

$$\eta_B = \frac{9.81 \times \gamma QH}{10^3 \times 60 P_f} \times 100 \dots \dots \dots (3.5.6)$$

donde:

Q, es el gasto en el sistema, en l/min.

H, es la carga hidráulica de la bomba, en m.

γ , es el peso específico del agua = 1000 Kg/m³.

Finalmente, al simplificar los términos llegamos a que:

$$\eta_B = \frac{9.81 \times QH}{60 P_f} \times 100 \dots \dots \dots (3.5.7)$$

❖ Eficiencia hidráulica de la turbina.

Para obtener la eficiencia de las turbinas en % se tiene:

$$\eta_T = \frac{\text{Potencia mecánica}}{\text{Potencia hidráulica}} \times 100 \text{ [%]} \dots \dots \dots (3.5.8)$$

Desarrollando la expresión:

$$\eta_T = \frac{10^3 \times 60 P_M}{9.81 \gamma QH} \times 100 \dots \dots \dots (3.5.9)$$

Finalmente:

$$\eta_T = \frac{60 P_M}{9.81 QH} \times 100 \dots \dots \dots (3.5.10)$$

Ahora bien, las figuras 31, 32, 33 y 34 son curvas obtenidas con los resultados al operar la bomba y las turbinas. Las primeras dos, son de la bomba trabajando a velocidades angulares de 2000 y 3000 rpm respectivamente; la tercera de ellas es de la turbina Pelton trabajando con 20 m de carga; y finalmente la cuarta de ellas es de la turbina Francis trabajando con 15 m de carga.

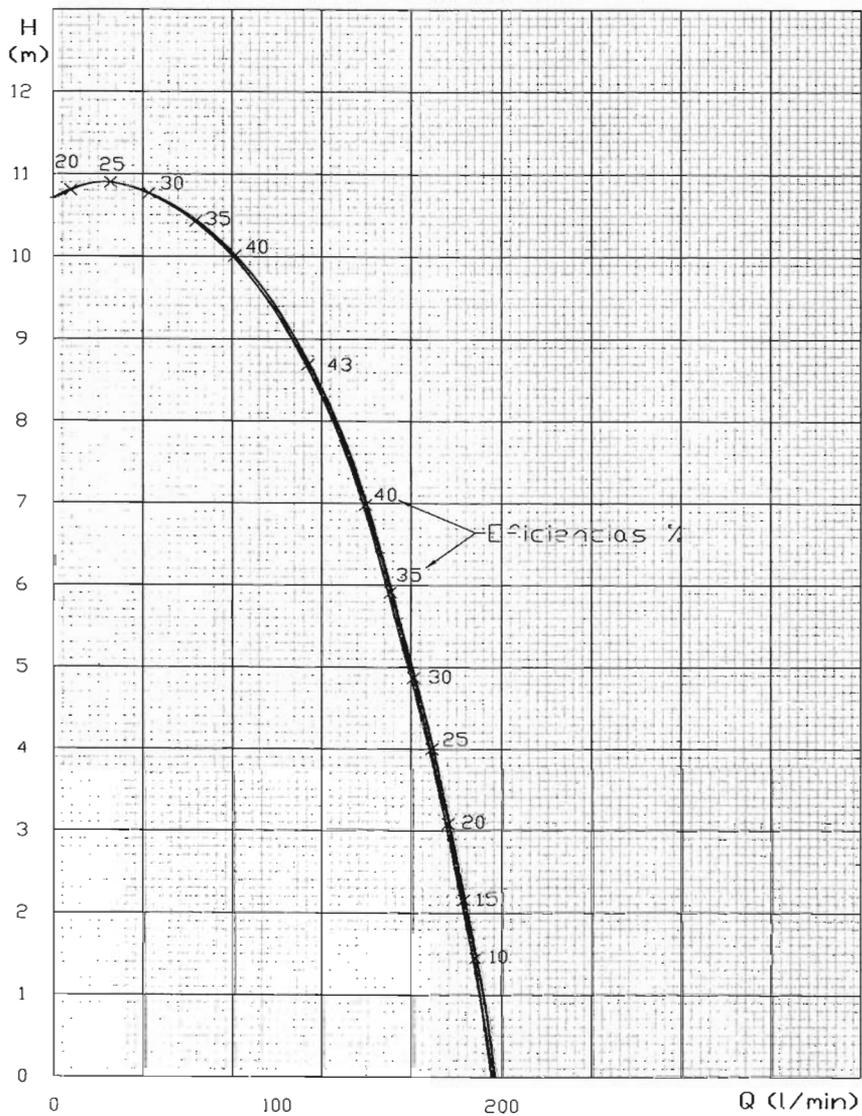


Figura 31 Curva característica de la bomba a 2000 rpm.

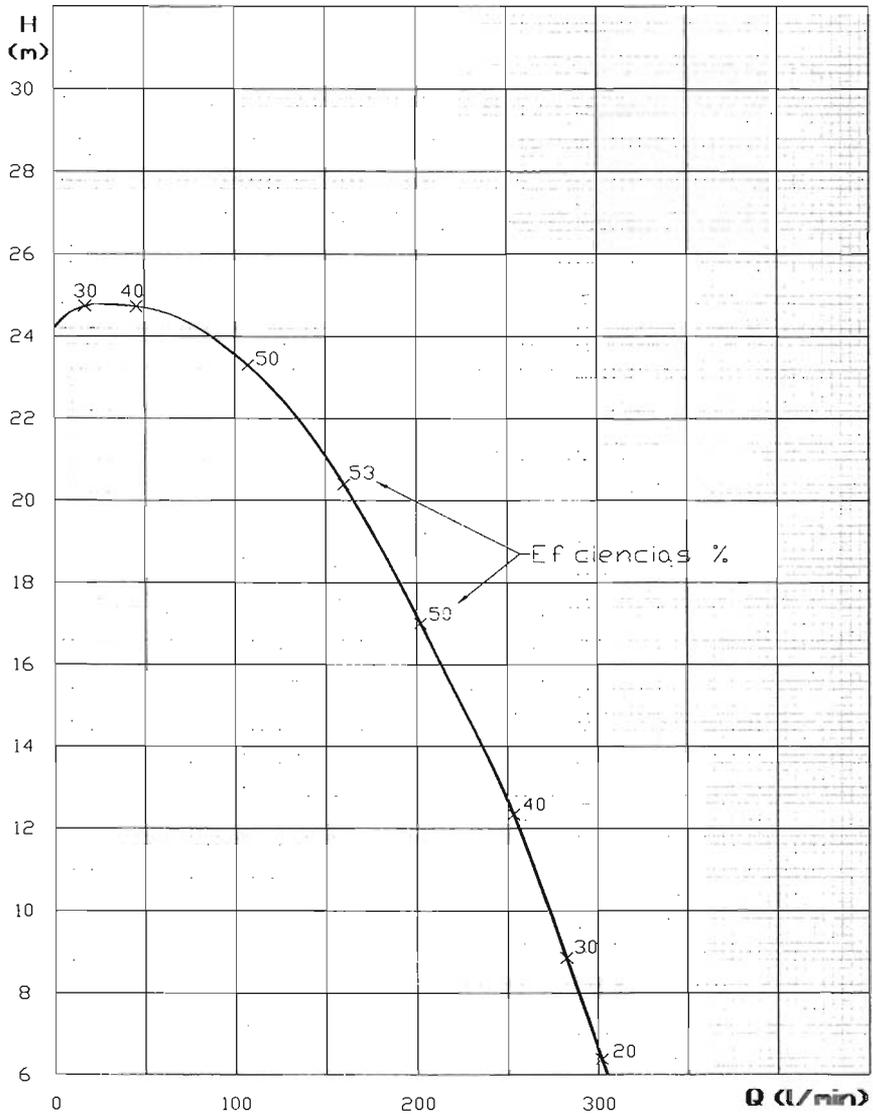


Figura 32 Curva característica de la bomba a 3000 rpm.

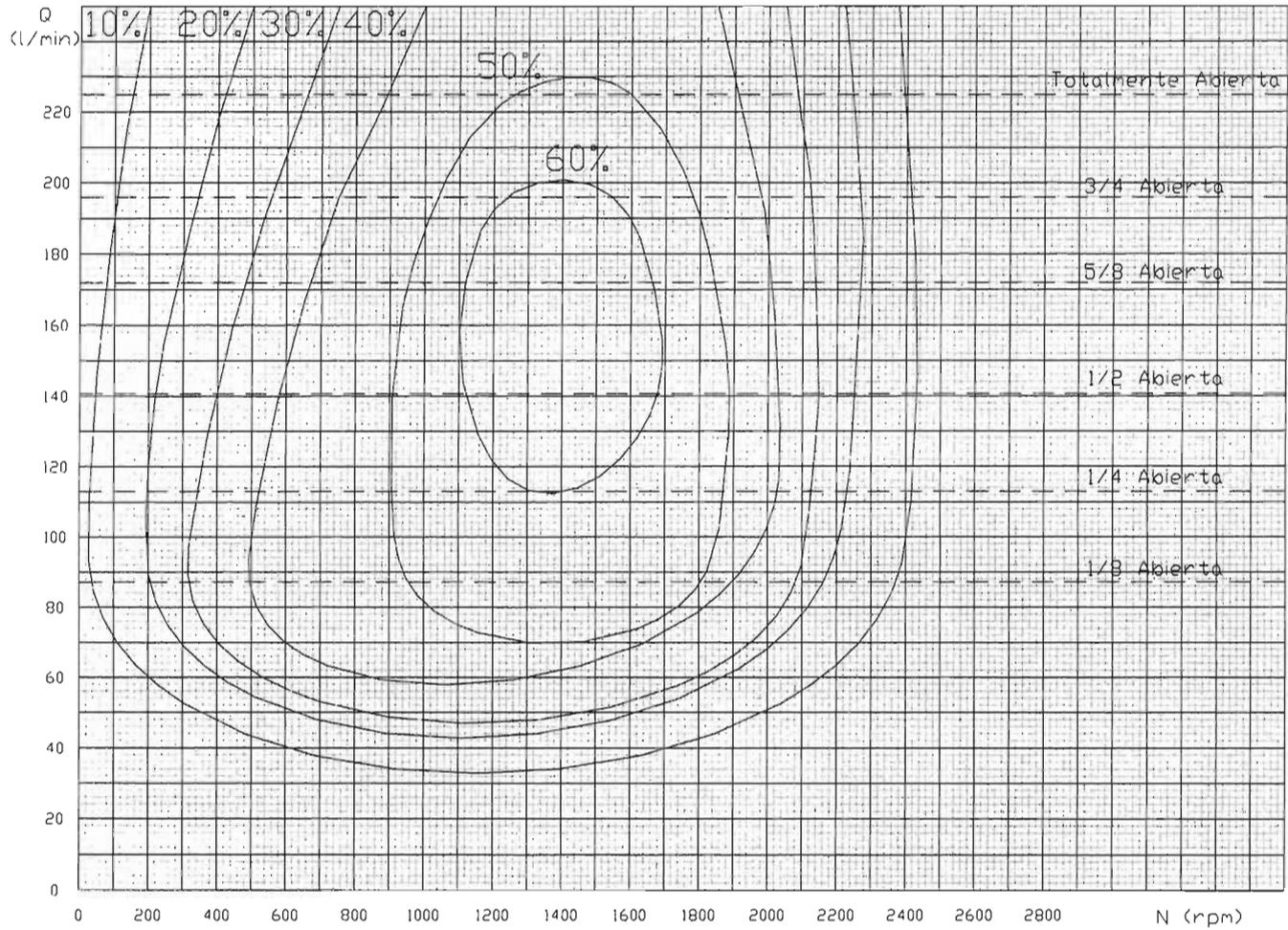


Figura 33 Curvas de isoeficiencia para la turbina Pelton para 20 m de carga.

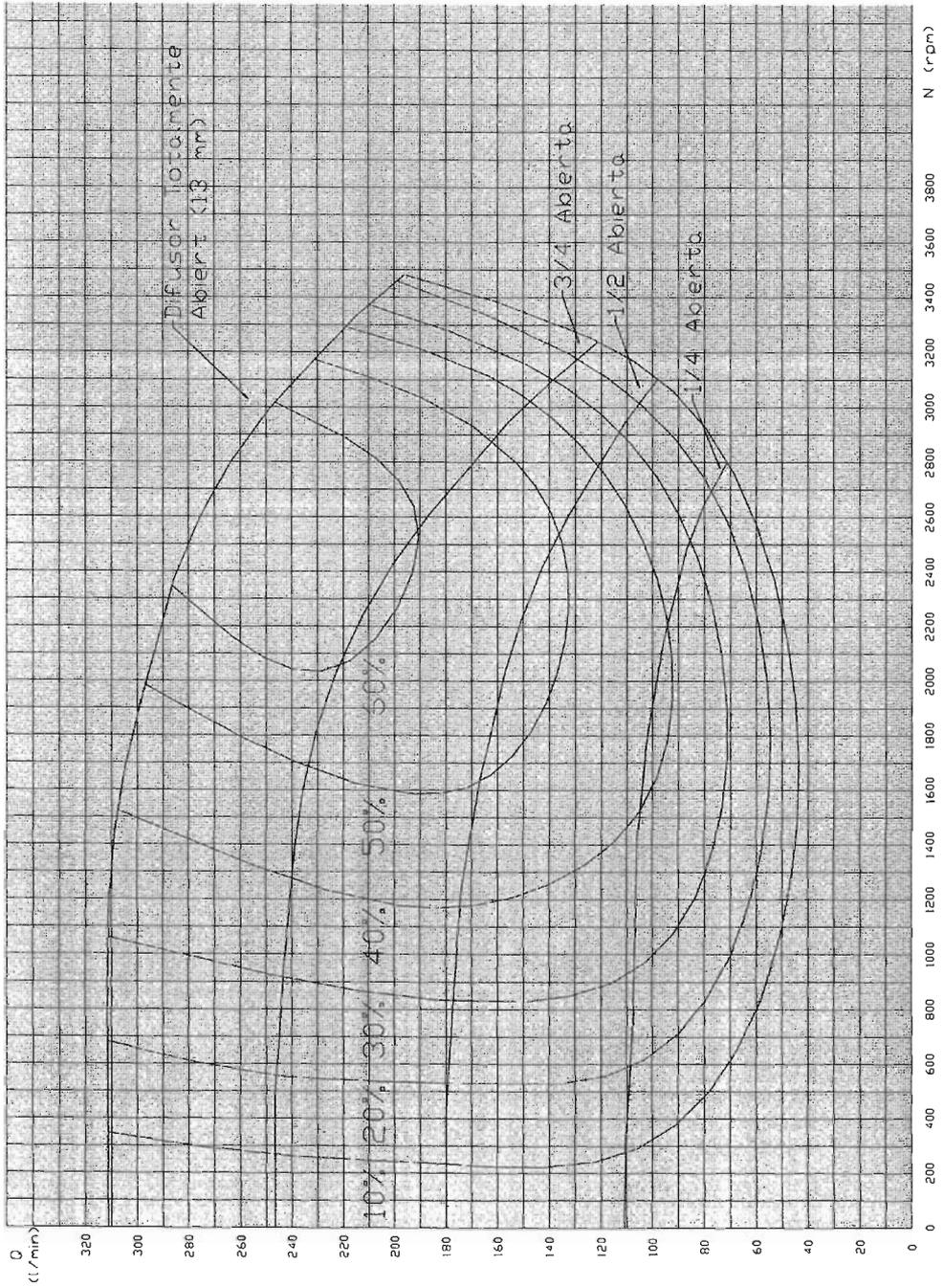


Figura 34 Curvas de isoeficiencia para la turbina Francis para 15 m de carga.

4. OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

4.1. *Puesta en servicio*

El banco de pruebas está acondicionado para trabajar con tres tipos de sistemas:

- 1º. La bomba centrífuga a descarga libre. En este sistema se conecta el complemento de la tubería de descarga, que tiene la placa de acrílico transparente, a la tubería de descarga de la bomba.
- 2º. La bomba centrífuga y la turbina Francis. En este sistema, la tubería de descarga de la bomba es conectada a la tubería de entrada de la turbina Francis.
- 3º. La bomba centrífuga y la turbina Pelton: En este sistema, la tubería de descarga de la bomba centrífuga es conectada a la tubería de entrada de la turbina Pelton.

A continuación se describen el procedimiento a seguir para poder trabajar con los tres distintos sistemas: sistema de bombeo con descarga libre, sistema bomba centrífuga – turbina Francis y sistema bomba centrífuga – turbina Pelton.

Para trabajar con el sistema de bombeo a descarga libre se realiza lo siguiente:

1. Se verifica que todas las conexiones de la tubería estén conectadas correctamente y que los depósitos de agua, tanto el superior como el inferior, estén libres de polvo y completamente limpios.
2. Todos los interruptores del banco de pruebas se colocan en posición de apagado, tanto el que se encuentra en la parte frontal como los que se encuentran en la parte posterior del panel de control.
3. La válvula instalada en la tubería de succión de la bomba debe encontrarse totalmente abierta (válvula de color rojo).
4. En caso de no estar instalado, se coloca y se conecta a la tubería de descarga de la bomba, el complemento de la tubería de descarga de la bomba centrífuga, el cual cuenta con una placa de acrílico transparente. El aparato debe estar montado como se muestra en la figura 35.
5. Se llena con agua la sección superior del tanque hasta que el agua se derrame por el vertedor triangular. Después de que ya no vierta el agua se procede a comprobar que el nivel del agua esté en la posición de cero en la regla graduada que se encuentra en la parte frontal del banco de pruebas y con la cual se medirá la carga hidráulica “h” sobre el vertedor triangular. De no ser así, se calibra la regla graduada hasta hacer coincidir el cero con el nivel del agua.
6. Se llena con agua la sección inferior del tanque banco de pruebas hasta tener un nivel aproximado a 5 cm por debajo del nivel del tanque superior, esto para garantizar que el sistema funcione adecuadamente y no provocar daños en la bomba debido a la insuficiencia de agua al momento de trabajar con gastos grandes en el sistema.
7. Después de tener llenas las dos secciones del tanque se verifica que no haya escurrimientos en la tubería y en sus conexiones.
8. Se conecta el cable que alimenta de corriente eléctrica al banco de pruebas a un suministro de corriente trifásica.
9. Se coloca el reóstato del panel de control en la posición cero.
10. Se abre la válvula que se encuentra en la tubería de descarga de la bomba (color azul). A esta abertura le nombraremos abertura “t” de la válvula de descarga de la bomba.

11. Se colocan en encendido todos los interruptores del banco de pruebas, primero los de la parte posterior al panel de control siguiendo el orden indicado en la figura 8 y después el de la parte frontal.
12. Se hace una primera inspección sobre el funcionamiento del sistema incrementando con el reóstato la velocidad de cero a un rango intermedio para verificar que no exista ninguna anomalía en su funcionamiento. Se verifica que no haya ninguna fuga de agua tanto en la tubería como en las conexiones; que las válvulas cierren y abran libremente y en todo su rango de funcionamiento; y que los medidores registren las lecturas que indiquen que el sistema si está funcionando.
13. Después de realizar la inspección ocular anterior podemos empezar a realizar las primeras pruebas en el modelo, operando con el sistema de una bomba centrífuga trabajando a descarga libre.

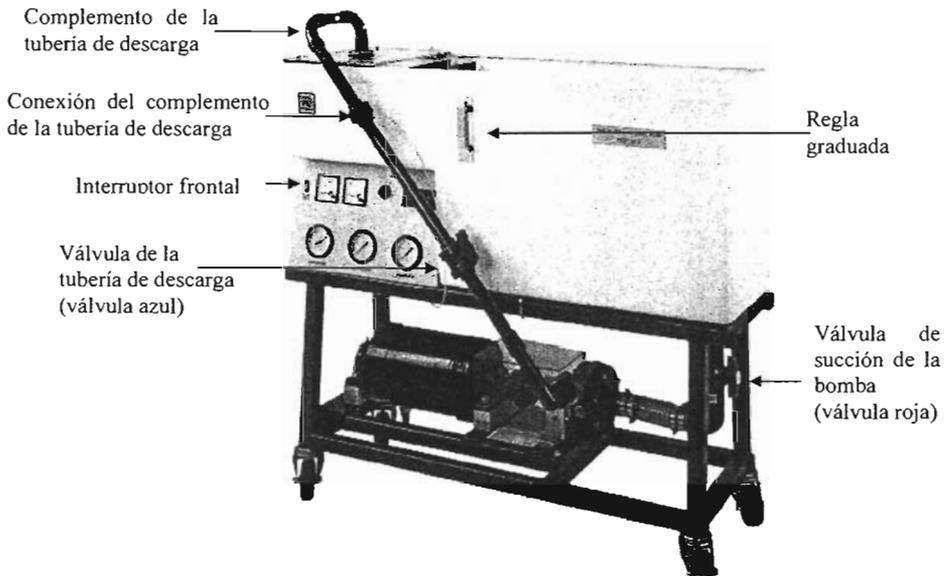


Figura 35 Sistema de la bomba centrífuga con descarga libre.

Para realizar las pruebas con el sistema de bomba centrífuga – turbina Francis o el sistema bomba centrífuga – turbina Pelton, para ambos casos, se realiza lo siguiente:

1. Se verifica que todas las conexiones de la tubería estén colocadas correctamente y que los depósitos de agua, tanto el superior como el inferior, estén libres de polvo y completamente limpios.
2. Todos los interruptores del banco de pruebas se colocan en posición de apagado, tanto el que se encuentra en la parte frontal como los de la parte posterior del panel de control.
3. La válvula de succión de la bomba debe encontrarse totalmente abierta (válvula de color rojo).
4. En caso de ser necesario, se retira el complemento de la tubería de descarga de la bomba centrífuga y se instala en su lugar la turbina Francis o la turbina Pelton, dependiendo con cual de ellas se vaya a trabajar, conectando la tubería de descarga de la bomba al tubo de entrada de la turbina, procurando dar un apriete adecuado a la conexión entre ambas tuberías.
5. Se retira la cubierta roja que protege al disco del freno, se corrobora que gire completamente libre y se lubrica el disco con aceite automotor delgado para evitar que pueda sufrir daños el sistema al momento de estar operando.
6. Se afloja por completo la perilla superior del dinamómetro para que quede completamente libre el disco del freno y se verifica que el soporte del freno, en donde se encuentran colocados los cojinetes para este propósito, esté colocado en su lugar que es aproximadamente al centro del disco del freno.
7. Se llena con agua la sección superior del tanque hasta que se derrame el agua por el vertedor triangular. Después de que ya no vierta el agua se procede a comprobar que el nivel del agua esté en la posición de cero en la regla graduada. De no ser así se realiza la calibración de la regla graduada aflojando los tornillos que la mantienen fija y se hace coincidir el cero de la regla con el nivel del agua, después se vuelven a apretar los tornillos para fijar nuevamente la regla.
8. Se llena con agua la sección inferior del tanque hasta tener un nivel aproximado a 5 cm por debajo del fondo de la sección superior del tanque, esto para garantizar que el sistema funcione adecuadamente y no provocar daños en la bomba debido a la insuficiencia de agua al momento de trabajar con gastos grandes en el sistema.
9. Después de tener llenas ambas secciones del tanque se verifica que no haya escurrimientos ni en la tubería ni en las conexiones.
10. Se conecta el cable que alimenta de corriente eléctrica al sistema a un suministro de corriente trifásico.
11. Se coloca el reóstato en la posición cero.
12. Se abre la válvula que se encuentra en la tubería de descarga de la bomba (válvula de color azul).
13. Se colocan en encendido todos los interruptores del banco de pruebas, primero los de la parte posterior, siguiendo el orden que se indica en la figura 8, y después el de la parte frontal del panel de control.
14. Se abre completamente el distribuidor de los álabes instalado en la turbina Francis o la válvula de aguja instalada en la turbina Pelton, según sea el caso, a la que llamaremos abertura “t” para las turbinas.
15. Para asegurarnos que el sistema funciona en buenas condiciones, incrementamos de cero a un rango medio la velocidad del motor de la bomba con el reóstato del panel de control.
16. Es necesario hacer una inspección ocular para observar si no existen escurrimientos de agua en la tubería, en las conexiones y en el tanque.

17. Se modifican las condiciones de operación del sistema variando: las aberturas de todas las válvulas, la abertura del distribuidor de los álabes o la válvula de aguja, incrementando o disminuyendo la velocidad de la bomba con el reóstato y la velocidad de la turbina aplicando varias fuerzas de frenado con el dinamómetro montado en cada una de las turbinas.
18. En cada una de las variaciones se observa si los medidores varían y funcionan correctamente al momento de hacer cualquier modificación en las condiciones de operación del sistema.
19. Después de observar el buen funcionamiento de los equipos, se podrán realizar todas las pruebas posibles para el sistema instalado, tomando siempre en cuenta que el disco del freno debe permanecer siempre bien lubricado.

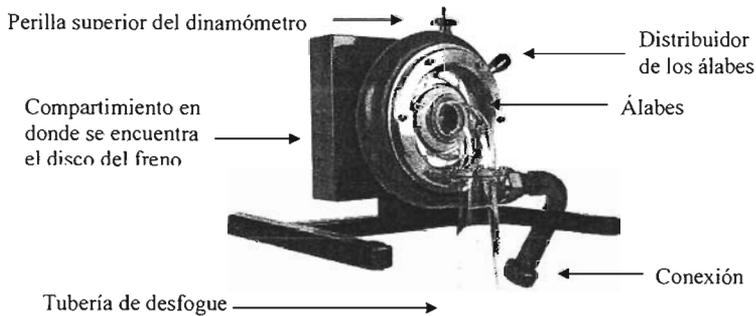


Figura 36 Partes de la turbina Francis del banco de pruebas.

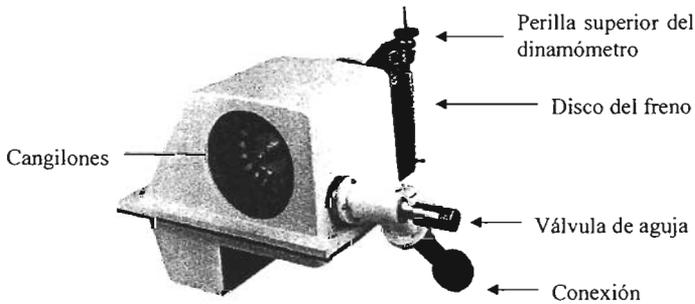


Figura 37 Partes de la turbina Pelton del banco de pruebas.

4.2. Operación inicial.

Al realizar cualquier prueba o experimento con cualquiera de los sistemas mencionados anteriormente, es necesario observar lo siguiente:

1. Antes de encender el aparato debemos asegurarnos que los siguientes medidores estén en la posición de cero, figura 38:
 - a) El amperímetro y voltímetro que se encuentran instalados en el panel de control;
 - b) Los medidores de fuerza de las turbinas (dinamómetros);
 - c) En la regla graduada debe coincidir el cero con el nivel de agua, cuando la sección superior del tanque esté llena de agua;
 - d) Los medidores de la carga de presión (manómetros de carátula) que se encuentra en el panel de control. En este caso las dos válvulas deben estar cerradas.
2. Después de encender el equipo, las dos válvulas abiertas y colocando el reóstato del panel de control en una posición media debemos observar que todos los medidores indicados en el punto anterior estén tomando las lecturas correspondientes. Para verificar que todos los medidores funcionan podemos variar la velocidad del motor de la bomba con el reóstato para comprobar que también los medidores se ajustan a las nuevas condiciones de operación.

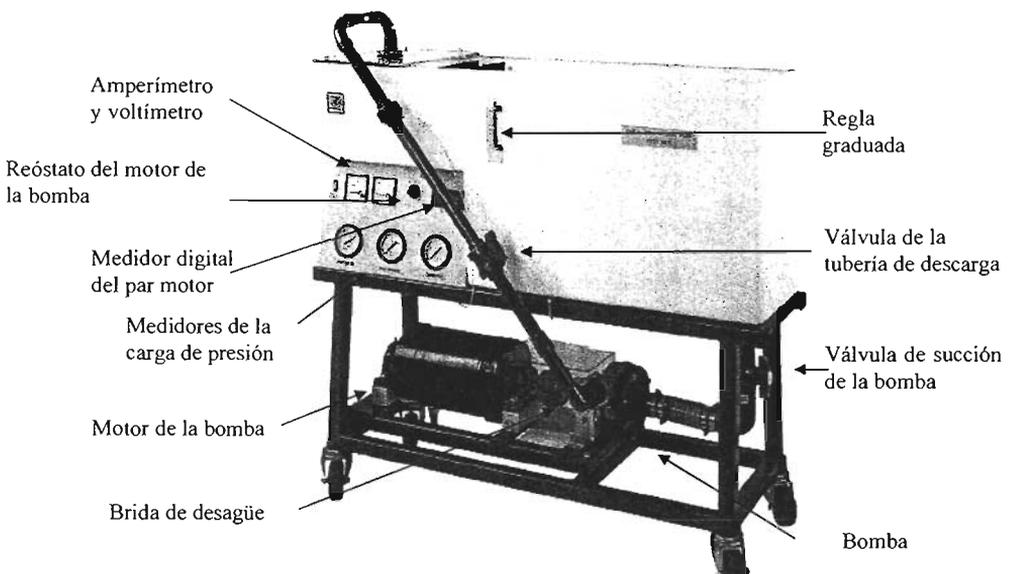


Figura 38 Ubicación de los medidores y válvulas del banco de pruebas.

Después de comprobar el funcionamiento del banco de pruebas con todos los puntos anteriormente descritos, para cualquiera de los sistemas mencionados, se puede realizar cualquier prueba en el modelo.

Al terminar de realizar las pruebas con el modelo es necesario llevar a cabo los siguientes pasos para dejar listo el modelo, para la elaboración de pruebas posteriores y evitar un deterioro prematuro en los equipos:

1. Se coloca en la posición de cero el reóstato del panel de control.
2. Se apagan todos los interruptores.
3. Se desconecta el cable que alimenta de corriente eléctrica al modelo y se enrolla para colocarlo en la parte superior del motor eléctrico.
4. Se retira el complemento de la tubería de descarga que cuenta con la placa de acrílico transparente, o en su caso, la turbina instalada, y se coloca en su estuche para su almacenaje, procurando secar los equipos con una franela limpia y seca. Para el caso de las turbinas, antes de retirarlas del modelo, se vuelve a colocar la cubierta roja que cubre el disco del freno.
5. Se afloja y se retira la brida de desagüe para vaciar el tanque de agua hasta que quede completamente vacío. Para el caso de la sección superior se retira el tornillo que se encuentra en el fondo de esta sección para que el agua caiga a la sección inferior y así se vacíen ambas secciones del tanque.
6. Al estar ambas secciones del tanque sin agua se procede a colocar el tornillo de la sección superior del tanque y conectar la brida de desagüe.
7. Se cierran ambas válvulas, la de succión (válvula roja) y de descarga (válvula azul).
8. Con una franela limpia y seca se limpia el tanque para dejarlo completamente limpio y seco.
9. Es muy conveniente proteger al modelo con una cubierta de plástico para evitar que se llene de polvo.
10. Finalmente se procede a almacenar el modelo, el cual se encuentra limpio y seco.

Al realizar el procedimiento anterior el modelo estará listo para realizar experimentos posteriores y tan sólo será necesario elegir las pruebas a realizar y colocar el equipo con el que se vaya a trabajar.

4.3. Funcionamiento general.

De las gráficas de las figuras 31 y 32, en donde se representan las curvas características de la bomba y sus diferentes eficiencias, podemos observar que la velocidad se puede mantener constante variando las cargas de succión y descarga de la bomba. Para variar las cargas de succión y descarga se emplean las válvulas de succión y descarga que se encuentran instaladas en la tubería a la entrada y salida de la bomba; mientras que la velocidad se ajusta usando el reóstato que se encuentra en el panel de control.

Además, podemos medir también directamente las lecturas de la carga hidráulica sobre el vertedor triangular u obtener posteriormente el gasto que circula por el sistema; la velocidad angular de la bomba con un tacómetro de mano; el voltaje y amperaje suministrados al motor de la bomba con los medidores correspondientes que se encuentran en el panel de control; y la torsión del motor con el medidor que se encuentra también en el panel de control. Estas lecturas pueden ser medidas variando la velocidad angular de la bomba, con el reóstato, para obtener gráficas que permitan representar el funcionamiento general de la bomba y para poder ver gráficamente la relación que tienen entre si todos estos parámetros.

Para obtener las curvas características de las turbinas que se representan en las figuras 33 y 34, la carga suministrada por la bomba centrífuga debe mantenerse constante, y para ambas turbinas se usa la válvula de admisión que se encuentra a la entrada de las turbinas o se varía la velocidad angular de la bomba con el reóstato del motor; esto quiere decir entonces que la carga y la velocidad de la turbina son variables. También podemos hacer variaciones usando el freno (dinamómetro), para cargas de entrada constantes y para varias posiciones del distribuidor de los álabes, en el caso de la turbina Francis o de la válvula de aguja, para el caso de la turbina Pelton, para la siguientes aberturas: totalmente abierta, $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$ y $\frac{1}{4}$ de abertura y además, también se puede variar la velocidad angular de la turbina en incrementos de 250 rpm.

Para la elaboración de las gráficas se deben registrar las lecturas de la carga hidráulica sobre la cresta del vertedor, que se mide con la regla graduada, para posteriormente obtener con estas lecturas los gastos que circulan por el sistema; velocidad angular de la turbina que se mide colocando el cono triangular del tacómetro de mano en la hendidura que se encuentra en el extremo del eje de la turbina; la fuerza del freno de la turbina, medida con el dinamómetro que se encuentra montado junto a la turbina. Todas estas lecturas deben ser registradas variando la abertura del distribuidor de los álabes, o en su caso, la válvula de aguja.

4.4. Posibles fallas.

A continuación se enlistan las fallas más comunes que pueden ocurrir durante la operación y uso de los equipos del banco de pruebas.

Para evitar algunas de estas fallas es necesario hacer una inspección ocular de los equipos y medidores, así como de la instalación de la tubería antes de poner a funcionar el modelo.

Síntoma	Posible falla
1. Si el motor deja de funcionar repentinamente:	<ul style="list-style-type: none">a) Es posible que el fusible que se encuentra en la parte posterior del panel de control se halla fundido debido a una sobrecarga eléctrica. Para solucionar este problema existe un fusible de repuesto dentro de la caja de control.b) En caso de no ser lo anterior es posible que se halla desconectado el suministro de corriente eléctrica o que no halla corriente eléctrica.
2. Se tienen lecturas altas en la regla graduada con la que se mide la carga hidráulica sobre la cresta del vertedor:	<ul style="list-style-type: none">a) Se verifica que esté bien calibrada la regla graduada.b) Si se está trabajando con la turbina Francis, se verifica que las placas de acrílico que están colocadas en la sección superior del tanque, que funcionan como tranquilizadores, estén colocadas correctamente.c) De no ser ninguno de los dos casos anteriores, se verifica el nivel de agua en el tanque.
3. Se tienen lecturas bajas en la regla graduada con la que se mide la carga hidráulica sobre la cresta del vertedor:	<ul style="list-style-type: none">a) En primer lugar se verifica la calibración de la regla graduada.b) Si no se soluciona el problema, se verifica el nivel de agua en el tanque.c) Finalmente, si no se soluciona el problema, se tendrá que verificar el buen funcionamiento del tubo de descarga, el cual podría estar obstruido.
4. Se registran lecturas bajas en los manómetros con los que se miden las cargas de presión en diferentes puntos dentro del sistema:	<ul style="list-style-type: none">a) Hay que asegurarse de que en las conexiones que se encuentran en la tubería del sistema:<ul style="list-style-type: none">ii) Las tuercas de las conexiones estén bien apretadas.iii) Se verifica también que la junta que se encuentra colocada en el fondo de la sección inferior del tanque, que une a éste con la tubería de succión de la bomba, esté colocada correctamente y que no obstruya la entrada del agua a la tubería; además, se debe observar y en su caso corregir la posición de la tubería, la

	<p>cual debe estar completamente en escuadra y no se encuentre doblada. Para corregir cualquiera de estos dos casos se tiene que retirar toda el agua de los tanques para que se puedan retirar los tornillos que se encuentran colocados en el fondo de la sección inferior del tanque que mantienen fija a la conexión entre el tanque y la tubería.</p> <p>b) Si el problema aún no se ha solucionado, se procede a inspeccionar toda la tubería para asegurarse de que esté libre de obstrucciones.</p>
<p>5. Se tienen lecturas de torsión erróneas. Siempre se puede presentar que cierta cantidad de las lecturas se disparen a valores ilógicos. Si esto sucede frecuentemente entonces se procede a verificar lo siguiente:</p>	
<p>A) En el motor de la bomba</p>	<p>b) Se verifique el apriete en todas las conexiones.</p> <p>c) Si el problema no se soluciona, se verifica que el funcionamiento del motor sea suave.</p>
<p>B) En las turbinas</p>	<p>a) Para este caso el problema lo está causando directamente el calibrador central del freno. Para solucionar este problema se procede a ajustarlo.</p> <p>b) En segunda instancia se procede a observar los cojinetes que se encuentran montados en el freno, estos no deben estar muy usados y gastados. En caso de que así sea se tendrán que remplazar por unos nuevos.</p> <p>c) Si el problema aún no se soluciona, se comprueba que los cojinetes montados en el freno estén adecuadamente lubricados. De no ser así, el problema se soluciona lubricándolos con aceite automotor delgado.</p> <p>d) Finalmente, el problema puede ser que esté mal colocado el soporte en donde se encuentran montados los cojinetes del freno o que no estén colocados correctamente sobre la superficie del disco del freno. Para solucionar este problema se retira la cubierta que protege el disco del freno y se coloca el soporte en su posición correcta.</p>

5. MANTENIMIENTO.

5.1. *Mantenimiento General.*

Para evitar posibles fallas y deterioro prematuro en los equipos se deben tener las siguientes precauciones:

1. El agua debe mantenerse siempre limpia y en su correcto nivel durante las pruebas. De ser necesario, el agua puede ser totalmente drenada, para ello se desconecta la tubería de succión de la bomba y se usa la válvula que está a la entrada de la bomba.
2. En la turbina Francis se requiere que se lubrique ocasionalmente el mecanismo del distribuidor de los álabes con aceite automotor delgado al igual que en caso de los cojinetes del freno. Para el caso del distribuidor se retira la cubierta en donde se encuentra montada la tubería de desfogue de la turbina retirando los tornillos que la sujetan. Mientras que para el caso de los cojinetes se retira la cubierta roja que protege el disco del freno.
3. De la tapa transparente que cubre los álabes de la turbina Francis, se puede requerir ocasionalmente que se ajuste el apriete de los tornillos que la sujetan para que el distribuidor de los álabes se pueda mover suavemente. Esto se puede realizar manteniendo los tornillos del anillo apretados adecuadamente, para ello se ajusta el apriete de los 6 tornillos hasta que el distribuidor de los álabes quede totalmente libre. Para realizar esto se debe tener mucho cuidado para no afectar el funcionamiento del mecanismo.
4. Ocasionalmente se tiene que agregar una pequeña cantidad de aceite automotor delgado a los cojines del freno de las turbinas durante las pruebas. Esto asegura una operación suave y un menor desgaste de los mismos cojines.

5.2. Recomendaciones para el almacenaje del banco de pruebas.

Para almacenar el modelo se deben seguir las siguientes recomendaciones:

1. Se drena toda el agua de los tanques usando la válvula que está instalada en la tubería de entrada de la bomba para el caso del tanque inferior y el tapón que se encuentra en el fondo del tanque para el tanque superior.
2. Después de haber drenado toda el agua de los tanques se procede a limpiar con una franela ambos tanques para asegurarse de que queden completamente limpios y libres de cualquier objeto o basura que pueda obstruir la tubería.
3. Se desmontan los equipos que se encuentren instalados, estos pueden ser cualquiera de las turbinas o el complemento de la tubería de descarga de la bomba y se almacenan en sus respectivos estuches.
4. Se lubrican con aceite automotor delgado los discos del freno de las turbinas para evitar que se oxide la superficie que está en contacto con los cojines del freno.
5. Se apagan los dos interruptores de encendido y se desconecta la alimentación eléctrica para que la bomba no pueda ser operada sin agua porque esto podría dañar el sello hermético de la bomba.
6. Es recomendable cubrir con un plástico el banco de pruebas para evitar que se llene de polvo durante el tiempo que estará sin emplearse.
7. Al momento de trasladar el modelo a su lugar de almacenaje se debe tener cuidado en que el cable de suministro de corriente eléctrica esté bien enrollado y sobre el motor de la bomba. Es posible que con el movimiento el cable se pueda caer y dañarse si es pisado por las llantas del mismo banco de pruebas, por tanto, hay que tener cuidado para que este no se caiga.

6. PRUEBAS.

Antes de iniciar cualquier prueba se debe asegurar que la superficie del lugar donde se colocará el dispositivo sea lo más plana posible para que el modelo pueda ser nivelado en ambas direcciones (horizontal y vertical) usando los tornillos inferiores que se encuentran colocados en las llantas del banco de pruebas.

Es muy importante la exactitud en las lecturas tomadas, pero sobre todo su registro conforme se realizan las pruebas; además, es conveniente graficar los resultados tomados y en caso de que alguna lectura sea dudosa se pueda repetir la prueba y volver a tomar otra lectura al instante. Siempre es preferible tener pocos resultados pero fiables que numerosas lecturas menos precisas.

Se sugiere que para realizar una prueba completa con las turbinas, se utilicen seis posiciones del distribuidor, para el caso de la turbina Francis o aberturas de la válvula de aguja, para el caso de la turbina Pelton; además, para cada prueba de la turbinas se trabaje con diez diferentes velocidades angulares, variando cada una de ellas aumentando o disminuyendo la aplicación del freno y obtener así un total de aproximadamente sesenta resultados.

En la tabla de la figura 39 se muestra una hoja de datos para que en ella se puedan anotar los valores de las lecturas tomadas en cada prueba realizada con la bomba. Las lecturas de la columna 2 representan la carga hidráulica sobre la cresta del vertedor triangular y son registradas con la regla graduada que se encuentra en la parte frontal del tanque, ésta lectura nos servirá posteriormente para calcular el gasto que circula por el sistema; las columnas 3, 4, 6, 7 y 8 son las lecturas tomadas directamente de los medidores instalados en el panel de control; finalmente, los datos que se anotan en la columna 5 son las lecturas de la velocidad angular de la bomba tomadas con el tacómetro de mano y que en este caso, es también la velocidad del motor eléctrico de la misma bomba.

En la figura 40 se muestra la hoja de datos para la realización de las pruebas con cualquiera de las turbinas. En la columna 2 se registra la abertura aproximada de los álabes del distribuidor, para el caso en que se esté trabajando con la turbina Francis, o en su defecto, de la abertura de la válvula de aguja, para el caso de la turbina Pelton; en la columna 3 se escriben las lecturas tomadas con la regla graduada para que posteriormente con este dato y con las características del vertedor triangular se pueda calcular el gasto requerido en la columna 8; las lecturas de las columnas 4 y 5 se toman directamente de los manómetros instalados en el panel de control; en la columna 6 se anotan las lecturas del tacómetro de mano con las que se registran las velocidades de los ejes de las turbinas; y finalmente, en la columna número 7 se anotan las lecturas que se toman del dinamómetro instalado en cada una de las turbinas y que representa la fuerza de frenado aplicada a las turbinas.

Es necesario hacer hincapié que para que se puedan tomar lecturas adecuadas, es de mucha importancia esperar a que se establezcan las condiciones de operación para cada variación que se haga en cada prueba. De lo contrario, los resultados obtenidos no serán representativos del funcionamiento real de cada uno de los equipos instalados en el banco de pruebas.

A continuación se mencionan algunas relaciones que ayudan a los alumnos a identificar fácilmente cuando alguna lectura no corresponde al funcionamiento correcto de los equipos mientras realizan las pruebas:

- ❖ La velocidad "N" varía conforme varía \sqrt{H} , en donde H es la carga hidráulica.

- ❖ El gasto “Q” varía conforme varía \sqrt{H} , en donde H es la carga hidráulica.
- ❖ La potencia hidráulica “P_H” varía conforme varía $3/2 H$, en donde H es la carga hidráulica.
- ❖ La potencia al freno “P_f” varía conforme varía $3/2 H$, en donde H es la carga hidráulica.

Las pruebas con la bomba también se pueden realizar teniendo instaladas las turbinas Pelton o Francis tomando en cuenta que deben estar totalmente abiertas la válvula de aguja o los álabes, respectivamente. También puede emplearse la válvula que se encuentra instalada en la tubería de entrada a la bomba para controlar el flujo que entra a la bomba y calcular bajo estas condiciones su eficiencia.

Para obtener pruebas representativas del funcionamiento de los equipos se recomienda realizar variaciones no muy espaciadas entre sí, para evitar que los resultados obtenidos no sean tan dispersos y nos brinden una mayor aproximación al funcionamiento real de los mismos equipos.

A continuación se muestran las tablas de resultados de algunas pruebas que se realizaron en los dispositivos instalados en el banco de pruebas: la bomba centrífuga, la turbina Pelton y la turbina Francis. De estas tablas se obtuvieron los datos para trazar las gráficas de las figuras 31, 32, 33 y 34.

En la tabla 6.1 se muestran los datos y resultados obtenidos para la bomba centrífuga trabajando a 2000 rpm, con los cuales se elaboró la gráfica de la figura 31.

Exp	N (rpm)	h (m)	H _s (m)	H _b (m)	T (Nm)
1	2000	0.0000	0.2	10.9	0.103
2	2000	0.0185	0.2	10.95	0.227
3	2000	0.0255	0.2	11	0.368
4	2000	0.0385	0.2	11.1	0.849
5	2000	0.0405	0.1	11	0.945
6	2000	0.0460	0.1	10.9	1.001
7	2000	0.0480	0.1	10.9	1.023
8	2000	0.0600	0	10.2	1.486
9	2000	0.0625	0	10	1.603
10	2000	0.0665	0	9.5	1.689
11	2000	0.0715	-0.1	8.6	1.803
12	2000	0.0740	-0.1	7.9	1.743
13	2000	0.0775	-0.1	6.8	1.888
14	2000	0.0790	-0.1	6.3	1.957
15	2000	0.0805	-0.1	5.8	2.035
16	2000	0.0810	-0.2	4.9	2.046
17	2000	0.0820	-0.2	4.7	2.071
18	2000	0.0830	-0.2	4.2	2.097
19	2000	0.0835	-0.2	3.8	2.110
20	2000	0.0840	-0.2	3.5	2.113
21	2000	0.0850	-0.2	2.9	2.138
22	2000	0.0855	-0.2	2.4	2.073
23	2000	0.0860	-0.2	1.9	2.000
24	2000	0.0865	-0.2	1.6	2.107
25	2000	0.0870	-0.2	1.3	2.199
26	2000	0.0880	-0.2	0.4	2.202

Q (m ³ /s)	Q (l/min)	H _B (m)	P _F (W)	P _H (W)	η _B (%)
0.0000	0.00	10.7	21.57	0.00	0.00
0.0001	3.92	10.75	47.54	6.88	14.48
0.0001	8.73	10.8	77.07	15.42	20.01
0.0004	24.47	10.9	177.81	43.60	24.52
0.0005	27.77	10.9	197.92	49.49	25.00
0.0006	38.18	10.8	209.65	67.41	32.15
0.0007	42.46	10.8	214.26	74.98	35.00
0.0012	74.18	10.2	311.23	123.71	39.75
0.0014	82.15	10	335.73	134.31	40.01
0.0016	95.93	9.5	353.74	149.00	42.12
0.0019	114.99	8.7	377.62	163.57	43.32
0.0021	125.31	8	365.05	163.90	44.90
0.0023	140.65	6.9	395.42	158.68	40.13
0.0025	147.56	6.4	409.87	154.41	37.67
0.0026	154.66	5.9	426.21	149.20	35.01
0.0026	157.08	5.1	428.51	130.98	30.57
0.0027	161.97	4.9	433.75	129.76	29.92
0.0028	166.95	4.3	439.19	117.38	26.73
0.0028	169.48	4	441.92	110.84	25.08
0.0029	172.03	3.7	442.55	104.07	23.52
0.0030	177.19	3.1	447.78	89.81	20.06
0.0030	179.81	2.6	434.17	76.44	17.61
0.0030	182.45	2.1	418.88	62.64	14.96
0.0031	185.11	1.8	441.29	54.48	12.35
0.0031	187.80	1.5	460.56	46.06	10.00
0.0032	193.24	0.6	461.19	18.96	4.11

Tabla 6.1.

En la tabla 6.2 se muestran los datos y resultados obtenidos la bomba centrífuga trabajando a 3000 rpm, con los cuales se elaboró la gráfica de la figura 32.

Exp.	N (rpm)	h (m)	H _s (m)	H _b (m)	T (Nm)
1	3000	0	0.2	24.4	0.280
2	3000	0.033	0.2	24.9	0.713
3	3000	0.042	0.1	24.9	1.071
4	3000	0.0495	0.1	24.8	1.473
5	3000	0.0635	0	24	2.196
6	3000	0.0695	-0.1	23.2	2.607
7	3000	0.0765	-0.3	21.7	2.923
8	3000	0.0815	-0.5	19.9	3.205
9	3000	0.0855	-0.7	18.1	3.396
10	3000	0.09	-0.9	16.1	3.607
11	3000	0.094	-1.1	13.7	3.823
12	3000	0.098	-1.3	11	4.047
13	3000	0.101	-1.5	8.9	4.244
14	3000	0.1025	-1.7	7.2	4.368
15	3000	0.104	-1.9	5.5	4.724
16	3000	0.1055	-2	4.4	5.040
17	3000	0.1075	-2.1	0	5.613

Q (m ³ /s)	Q (l/min)	H _b (m)	P _F (W)	P _H (W)	η _b (%)
0.0000	0.00	24.2	87.96	0.00	0.00
0.0003	16.64	24.7	224.00	67.20	30.00
0.0005	30.41	24.8	336.46	123.31	36.65
0.0008	45.86	24.7	462.76	185.19	40.02
0.0014	85.47	24.0	689.89	335.40	48.62
0.0018	107.12	23.3	819.01	408.07	49.82
0.0023	136.16	22.0	918.29	489.77	53.33
0.0027	159.51	20.4	1,006.88	532.03	52.84
0.0030	179.81	18.8	1,066.88	552.70	51.80
0.0034	204.41	17.0	1,133.17	568.16	50.14
0.0038	227.89	14.8	1,201.03	551.44	45.91
0.0042	252.91	12.3	1,271.40	508.61	40.00
0.0045	272.71	10.4	1,333.29	463.71	34.78
0.0047	282.95	8.9	1,372.25	411.73	30.00
0.0049	293.41	7.4	1,484.09	355.00	23.92
0.0051	304.11	6.4	1,583.36	318.22	20.10
0.0053	318.73	2.1	1,763.38	109.43	6.21

Tabla 6.2.

En la tabla 6.3 se muestran los datos y resultados obtenidos para la turbina Pelton trabajando con una carga constante de 20 m, con los cuales se elaboró la gráfica de la figura 33.

Exp.	Abertura de la válvula de agua	h (m)	H _E (m)	F (N)	N (rpm)
1	12.50%	0.064	20	1.5	2372
2	12.50%	0.064	20	3.5	2162
3	12.50%	0.064	20	5.5	2082
4	12.50%	0.064	20	8	1897
5	12.50%	0.064	20	10	1806
6	12.50%	0.064	20	19.5	954
7	12.50%	0.064	20	30	495
8	12.50%	0.064	20	35	318
9	12.50%	0.064	20	37	205
10	12.50%	0.064	20	102	36
1	25.00%	0.071	20	2	2418
2	25.00%	0.071	20	4.5	2232
3	25.00%	0.071	20	6.5	2125
4	25.00%	0.071	20	9.5	2028
5	25.00%	0.071	20	13	1872
6	25.00%	0.071	20	20	1412
7	25.00%	0.071	20	22	1312
8	25.00%	0.071	20	26	908
9	25.00%	0.071	20	36.5	523
10	25.00%	0.071	20	41.5	343
11	25.00%	0.071	20	47.5	197
12	25.00%	0.071	20	159	30
1	50.00%	0.078	20	2.5	2432
2	50.00%	0.078	20	5.5	2252
3	50.00%	0.078	20	8.5	2148
4	50.00%	0.078	20	12	2029
5	50.00%	0.078	20	16	1888
6	50.00%	0.078	20	21.5	1678
7	50.00%	0.078	20	32	1119
8	50.00%	0.078	20	32.5	908
9	50.00%	0.078	20	41.5	580
10	50.00%	0.078	20	44.5	395
11	50.00%	0.078	20	54	220
12	50.00%	0.078	20	132	45
1	62.50%	0.084	20	3	2428
2	62.50%	0.084	20	6.5	2273
3	62.50%	0.084	20	10	2133
4	62.50%	0.084	20	14.5	2012
5	62.50%	0.084	20	19.5	1845
6	62.50%	0.084	20	26	1663
7	62.50%	0.084	20	38.5	1118
8	62.50%	0.084	20	39	952
9	62.50%	0.084	20	43.5	668
10	62.50%	0.084	20	46	481
11	62.50%	0.084	20	52	282
12	62.50%	0.084	20	97	78

Q (m ³ /s)	Q (l/min)	T (N·m)	P _F (W)	P _H (W)	η _T (%)
0.0015	87.17	0.111	27.57187	285.0323	9.67
0.0015	87.17	0.259	58.63866	285.0323	20.57
0.0015	87.17	0.407	88.7368	285.0323	31.13
0.0015	87.17	0.592	117.6028	285.0323	41.26
0.0015	87.17	0.74	139.9517	285.0323	49.10
0.0015	87.17	1.443	144.1595	285.0323	50.58
0.0015	87.17	2.22	115.0765	285.0323	40.37
0.0015	87.17	2.59	86.24928	285.0323	30.26
0.0015	87.17	2.738	58.77815	285.0323	20.62
0.0015	87.17	7.548	28.45529	285.0323	9.98
0.0019	112.99	0.148	37.47543	369.4792	10.14
0.0019	112.99	0.333	77.83359	369.4792	21.07
0.0019	112.99	0.481	107.0367	369.4792	28.97
0.0019	112.99	0.703	149.2973	369.4792	40.41
0.0019	112.99	0.962	188.586	369.4792	51.04
0.0019	112.99	1.48	218.8392	369.4792	59.23
0.0019	112.99	1.628	223.6747	369.4792	60.54
0.0019	112.99	1.924	182.9446	369.4792	49.51
0.0019	112.99	2.701	147.9295	369.4792	40.04
0.0019	112.99	3.071	110.3069	369.4792	29.85
0.0019	112.99	3.515	72.51372	369.4792	19.63
0.0019	112.99	11.766	36.96398	369.4792	10.00
0.0023	140.65	0.185	47.11551	459.937	10.24
0.0023	140.65	0.407	95.98236	459.937	20.87
0.0023	140.65	0.629	141.486	459.937	30.76
0.0023	140.65	0.888	188.679	459.937	41.02
0.0023	140.65	1.184	234.0897	459.937	50.90
0.0023	140.65	1.591	279.5701	459.937	60.78
0.0023	140.65	2.368	277.4856	459.937	60.33
0.0023	140.65	2.405	228.6807	459.937	49.72
0.0023	140.65	3.071	186.5247	459.937	40.55
0.0023	140.65	3.293	136.2127	459.937	29.62
0.0023	140.65	3.996	92.06123	459.937	20.02
0.0023	140.65	9.768	46.03062	459.937	10.01
0.0029	172.03	0.222	56.44562	562.5256	10.03
0.0029	172.03	0.481	114.4915	562.5256	20.35
0.0029	172.03	0.74	165.2918	562.5256	29.38
0.0029	172.03	1.073	226.077	562.5256	40.19
0.0029	172.03	1.443	278.7991	562.5256	49.56
0.0029	172.03	1.924	335.0626	562.5256	59.56
0.0029	172.03	2.849	333.5515	562.5256	59.30
0.0029	172.03	2.886	287.7146	562.5256	51.15
0.0029	172.03	3.219	225.1781	562.5256	40.03
0.0029	172.03	3.404	171.4602	562.5256	30.48
0.0029	172.03	3.848	113.6352	562.5256	20.20
0.0029	172.03	7.178	58.63092	562.5256	10.42

Tabla 6.3.

Exp.	Abertura de la válvula de aguja	h (m)	H _E (m)	F (N)	N (rpm)
1	75.00%	0.089	20	3.5	2418
2	75.00%	0.089	20	7.5	2271
3	75.00%	0.089	20	11.5	2125
4	75.00%	0.089	20	16.5	1981
5	75.00%	0.089	20	23	1781
6	75.00%	0.089	20	32	1545
7	75.00%	0.089	20	40	1237
8	75.00%	0.089	20	40.5	1038
9	75.00%	0.089	20	44	750
10	75.00%	0.089	20	45	553
11	75.00%	0.089	20	48.5	342
12	75.00%	0.089	20	83	104
1	100.00%	0.094	20	4	2391
2	100.00%	0.094	20	8.5	2243
3	100.00%	0.094	20	13.5	2082
4	100.00%	0.094	20	20	1913
5	100.00%	0.094	20	29.5	1598
6	100.00%	0.094	20	38	1258
7	100.00%	0.094	20	42.5	892
8	100.00%	0.094	20	43.5	655
9	100.00%	0.094	20	45	419
10	100.00%	0.094	20	63.5	151

Q (m ³ /s)	Q (l/min)	T (N·m)	P _F (W)	P _H (W)	η _T (%)
0.0033	196.00	0.259	65.582	640.9177	10.23
0.0033	196.00	0.555	131.9893	640.9177	20.59
0.0033	196.00	0.851	189.3726	640.9177	29.55
0.0033	196.00	1.221	253.2962	640.9177	39.52
0.0033	196.00	1.702	317.433	640.9177	49.53
0.0033	196.00	2.368	383.1235	640.9177	59.78
0.0033	196.00	2.96	383.4335	640.9177	59.83
0.0033	196.00	2.997	325.7712	640.9177	50.83
0.0033	196.00	3.256	255.7256	640.9177	39.90
0.0033	196.00	3.33	192.8404	640.9177	30.09
0.0033	196.00	3.589	128.537	640.9177	20.06
0.0033	196.00	6.142	66.89163	640.9177	10.44
0.0037	224.87	0.296	74.11394	735.3145	10.08
0.0037	224.87	0.629	147.7436	735.3145	20.09
0.0037	224.87	0.999	217.8085	735.3145	29.62
0.0037	224.87	1.48	296.4868	735.3145	40.32
0.0037	224.87	2.183	365.308	735.3145	49.68
0.0037	224.87	2.812	370.4457	735.3145	50.38
0.0037	224.87	3.145	293.7745	735.3145	39.95
0.0037	224.87	3.219	220.7958	735.3145	30.03
0.0037	224.87	3.33	146.1123	735.3145	19.87
0.0037	224.87	4.699	74.3038	735.3145	10.11

Tabla 6.3 (Continuación).

En la tabla 6.4 se muestran los datos y resultados obtenidos para el funcionamiento de la turbina Francis trabajando con una carga constante de 15 m, con los cuales se elaboró la gráfica de la figura 34.

Exp.	Abertura de los álabes	h	H _E	F	N
		(m)	(m)	(N)	(rpm)
1	25.00%	0.0590	15	1	2802
2	25.00%	0.0610	15	2	2699
3	25.00%	0.0635	15	3	2521
4	25.00%	0.0660	15	5.5	2215
5	25.00%	0.0690	15	9	1520
6	25.00%	0.0695	15	11	941
7	25.00%	0.0700	15	12	585
8	25.00%	0.0705	15	13	270
1	50.00%	0.0670	15	1	3106
2	50.00%	0.0690	15	2	3017
3	50.00%	0.0710	15	3.5	2914
4	50.00%	0.0730	15	5.5	2787
5	50.00%	0.0765	15	8.5	2543
6	50.00%	0.0830	15	16	1631
7	50.00%	0.0845	15	19	1173
8	50.00%	0.0850	15	20	831
9	50.00%	0.0855	15	21.5	532
10	50.00%	0.0855	15	24	235
1	75.00%	0.0730	15	1	3240
2	75.00%	0.0750	15	2.5	3180
3	75.00%	0.0770	15	4	3102
4	75.00%	0.0790	15	6	3026
5	75.00%	0.0820	15	9	2880
6	75.00%	0.0875	15	14	2559
7	75.00%	0.0930	15	20.5	2051
8	75.00%	0.0950	15	22	1685
9	75.00%	0.0960	15	24	1274
10	75.00%	0.0965	15	25	916
11	75.00%	0.0970	15	28	556
12	75.00%	0.0970	15	29.5	266
1	100.00%	0.0885	15	2	3482
2	100.00%	0.0890	15	3.5	3459
3	100.00%	0.0910	15	6	3374
4	100.00%	0.0925	15	8.5	3292
5	100.00%	0.0945	15	11.5	3173
6	100.00%	0.0970	15	15.5	3017
7	100.00%	0.1030	15	23	2346
8	100.00%	0.1045	15	23.5	1984
9	100.00%	0.1060	15	25.5	1524
10	100.00%	0.1065	15	28	1061
11	100.00%	0.1065	15	29	682
12	100.00%	0.1065	15	29	346

Q	Q	T	P _F	P _H	η _T
(m ³ /s)	(l/min)	(N·m)	(W)	(W)	(%)
0.0012	71.13	0.07	21.713432	174.43571	12.45
0.0013	77.31	0.15	41.830516	189.59634	22.06
0.0014	85.47	0.22	58.607668	209.62336	27.96
0.0016	94.14	0.41	94.405383	230.86878	40.89
0.0018	105.20	0.67	106.0099	258.00498	41.09
0.0018	107.12	0.81	80.21261	262.70442	30.53
0.0018	109.05	0.89	54.399818	267.45484	20.34
0.0019	111.01	0.96	27.199909	272.25644	9.99
0.0016	97.74	0.07	24.069207	239.71343	10.04
0.0018	105.20	0.15	46.759046	258.00498	18.12
0.0019	112.99	0.26	79.034722	277.10939	28.52
0.0020	121.12	0.41	118.78456	297.03834	39.99
0.0023	136.16	0.63	167.50417	333.9327	50.16
0.0028	166.95	1.18	202.22474	409.44974	49.39
0.0029	174.60	1.41	172.7078	428.20047	40.33
0.0030	177.19	1.48	128.79273	434.56293	29.64
0.0030	179.81	1.59	88.636057	440.98179	20.10
0.0030	179.81	1.78	43.705837	440.98179	9.91
0.0020	121.12	0.07	25.107608	297.03834	8.45
0.0022	129.58	0.19	61.606632	317.80339	19.39
0.0023	138.40	0.3	96.152841	339.4159	28.33
0.0025	147.56	0.44	140.6956	361.88709	38.88
0.0027	161.97	0.67	200.86087	397.22813	50.57
0.0032	190.51	1.04	277.62506	467.22438	59.42
0.0037	221.87	1.52	325.82159	544.14261	59.88
0.0039	233.99	1.63	287.26514	573.87113	50.06
0.0040	240.20	1.78	236.94143	589.09244	40.22
0.0041	243.34	1.85	177.4581	596.7929	29.74
0.0041	246.50	2.07	120.64051	604.55345	19.96
0.0041	246.50	2.18	60.808458	604.55345	10.06
0.0033	196.00	0.15	53.96586	480.68829	11.23
0.0033	198.78	0.26	93.816439	487.50647	19.24
0.0035	210.14	0.44	156.87606	515.35779	30.44
0.0036	218.90	0.63	216.83985	536.85833	40.39
0.0038	230.93	0.85	282.76669	566.34998	49.93
0.0041	246.50	1.15	362.38261	604.55345	59.94
0.0048	286.41	1.7	418.13467	702.42252	59.53
0.0049	296.95	1.74	361.30159	728.27616	49.61
0.0051	307.72	1.89	301.15182	754.69249	39.90
0.0052	311.37	2.07	230.21507	763.62367	30.15
0.0052	311.37	2.15	153.2649	763.62367	20.07
0.0052	311.37	2.15	77.756094	763.62367	10.18

Tabla 6.4.

Cabe mencionar que en las tablas anteriores sólo se consideraron los valores más representativos de la operación de los equipos. Sin que esto quiera decir que no se realizaron más pruebas con los mismos.

En ellas se puede ver claramente el funcionamiento de cada uno de los equipos manteniendo constante, en el primer caso, la velocidad de la bomba y para los casos dos y tres, manteniendo constante las cargas hidráulicas proporcionadas, en este caso, por la misma bomba.

Con estos resultados sólo se muestra una parte de las pruebas que se pueden realizar en el modelo. Sin embargo, en el próximo capítulo se mencionan y explican de manera breve algunas otras pruebas que se pueden realizar con los equipos del banco de pruebas.

Las pruebas que se realizaron son los últimos casos mencionados en los capítulos siguientes de esta sección, debido a que son las pruebas más completas e involucran todos los parámetros que pueden registrarse. Siendo que, con estas pruebas se tiene una serie de resultados que dan una idea muy clara del funcionamiento de todos los dispositivos instalados.

6.1. Pruebas de la turbina Pelton.

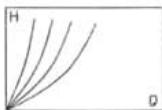
En esta sección se propondrán algunas pruebas para la obtención de gráficas que relacionen los diferentes parámetros que representan el funcionamiento de la turbina Pelton trabajando simultáneamente con la bomba centrífuga.

Prueba 1.

1. Se puede representar gráficamente la relación que existe entre el gasto "Q" y la carga "H" suministrados a la turbina. De esta gráfica podemos observar y comprobar que el gasto es proporcional a $\sqrt{2gH}$, en donde "g" es la aceleración de la gravedad local y varía dependiendo del lugar en donde se realicen las pruebas.

Datos: la carga hidráulica "h", la carga suministrada a la turbina "H" y la abertura de la válvula de aguja "t".

Procedimiento: Se fija una velocidad angular de la bomba con el reóstato para establecer la primera carga suministrada a la turbina y se realizan varias aberturas de la válvula de aguja "t" de la turbina. Con los datos registrados y realizando los cálculos para la obtención del "Q" para cada abertura "t" se dibuja la primer curva. Para dibujar la siguiente curva se fija otra velocidad angular de la bomba con el reóstato para establecer otra carga suministrada a la turbina y se toman las lecturas correspondientes para las mismas aberturas de la válvula de aguja hechas para el caso anterior. El número de curvas dependerá del número de velocidades angulares fijadas con el reóstato.

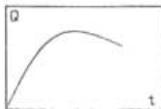


Prueba 2.

2. Representar gráficamente la relación que existe entre la abertura de la válvula de aguja de la turbina "t" y gasto "Q" para una carga suministrada a la turbina "H" constante.

Datos: la carga hidráulica "h", la abertura de la válvula de aguja de la turbina "t" y la carga "H" suministrada a la turbina.

Procedimiento: en este caso se establece una carga "H" con el reóstato y se van realizando las diferentes aberturas de la válvula de aguja de la turbina "t". Se registran los datos obtenidos para cada caso, se realizan los cálculos para la obtención de los gastos y se dibuja la curva relacionando a cada uno de los gastos "Q" con cada una de las aberturas de la válvula de aguja "t" de la turbina. El número de curvas que se pueden elaborar depende del número de cargas "H" con las que se desea trabajar.



Prueba 3.

3. La relación que existe entre la torsión del eje de la turbina “T” y la velocidad angular “N” de la turbina, para una carga “H” constante.

Datos: la fuerza “F” aplicada a la turbina, la velocidad angular “N” de su eje, la carga “H” suministrada a ella y la abertura de la válvula de aguja “t”.

Procedimiento: en este caso se emplea el dinamómetro instalado en la turbina para la aplicación de una fuerza de frenado y originar una torsión en el eje de la turbina. Para realizar esta prueba se establece una carga “H” con el reóstato del motor de la bomba y se fija una abertura de la válvula de aguja “t” de la turbina. Establecidas estas condiciones de operación se aplican diferentes fuerzas “F” con el dinamómetro, registrándose tanto la fuerza “F” aplicada como la velocidad angular “N” del eje de la turbina con el tacómetro de mano. Con el valor de la velocidad angular se calcula la torsión del eje de la turbina y se dibuja la curva con los valores obtenidos y con las velocidades angulares registradas. El número de curvas variará dependiendo del número de cargas establecidas con el reóstato, o bien, se puede mantener la carga constante y entonces el número de curvas dependerá del número de aberturas de la válvula de aguja de la turbina.



Prueba 4.

4. Con los datos recabados en el punto 3 también podemos trazar las curvas que relacionan a la potencia al freno “P_F” con la velocidad angular “N” de la turbina.

Datos: la velocidad angular “N”, la fuerza “F” y la abertura de la válvula de aguja “t”.

Procedimiento: Al igual que en el caso anterior se establece una carga en la bomba con el reóstato y se fija una abertura de la válvula de aguja “t”. Bajo estas condiciones se procede a aplicar varias fuerzas “F” con el dinamómetro instalado en la turbina para este propósito; se registran cada uno de los datos requeridos y se procede a realizar los cálculos para la obtención de la potencia al freno “P_F”. Con los valores de las velocidades angulares “N” y con las potencias al freno “P_F” calculadas se dibuja una curva. El número de curvas dependerá del número de cargas suministradas por la bomba a la turbina manteniendo fija la abertura de la válvula de aguja, o bien, variando la aberturas de la válvula de aguja y manteniendo constante la carga suministrada por la bomba.

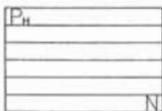


Prueba 5.

5. Se pueden trazar las curvas que relacionan a la potencia hidráulica " P_H " con la velocidad angular de la turbina " N " para diferentes aberturas de la válvula de aguja " t ".

Datos: la carga hidráulica " h ", la carga " H ", la abertura de la válvula de aguja " t " y la velocidad angular del eje de la turbina " N ".

Procedimiento: se establece una carga " H " con el reóstato, que deberá permanecer constante durante toda la prueba y para todas las aberturas de la válvula de aguja " t ". Se fija una abertura con la válvula de aguja " t " y se aplican diferentes fuerzas " F " con el dinamómetro para obtener así las diferentes velocidades angulares de la turbina " N ". Con los valores obtenidos se calcula la potencia hidráulica y se relaciona con las velocidades angulares registradas para dibujar la primera curva. Para poder trazar otra curva se establece una nueva abertura de la válvula de aguja " t " y se repite lo mismo que se realizó para la primera abertura. Se pueden dibujar un número de curvas dependiendo de las aberturas de la válvula con las que uno elija trabajar.

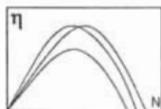


Prueba 6.

6. Podemos trazar las gráficas que representen la relación entre la velocidad angular de la turbina " N " y la eficiencia " η " de la misma.

Datos: la velocidad angular de la turbina " N ", la carga hidráulica " h ", la carga " H " y la fuerza " F " aplicada a la turbina para su frenado.

Procedimiento: se establece una carga " H " con el reóstato y se fija una abertura con la válvula de aguja " t " de la turbina. Bajo estas condiciones se aplican diferentes fuerzas " F " al disco de la turbina con el dinamómetro y se toman las lecturas indicadas anteriormente. EL número de curvas depende de las aberturas de la válvula de aguja " t ", o en su defecto, de la variedad de cargas suministradas por la bomba.

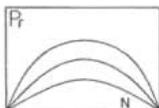


Prueba 7.

7. Dibujar las curvas características de la velocidad angular de la turbina " N " contra la potencia al freno " P_F " trabajando con diferentes aberturas de la válvula de aguja " t " de la turbina.

Datos: la carga hidráulica " h ", la velocidad angular de la turbina " N ", la fuerza aplicada " F ", la carga " H " y la abertura de la válvula de aguja " t ".

Procedimiento: se establece una carga "H" con el reóstato y una abertura de la válvula de aguja "t", después se aplican diferentes fuerzas de frenado "F" al disco de la turbina. Para cada una de las fuerzas "F" se toman las lecturas de todos los datos requeridos. Con los datos obtenidos se calcula la potencia al freno " P_F " de la turbina y se dibuja la primera curva. Para la elaboración de otra curva se varía la abertura de la válvula de aguja, o en su caso, se puede también establecer una nueva carga suministrada por la bomba. El número de curvas dependerá de las aberturas de la válvula de aguja "t", o bien, del número de cargas "H" establecidas.



Prueba 8.

- Si se quita el soporte, en el que están instalados los cojinetes con los que se aplica la fuerza al disco del freno de la turbina para que pueda girar completamente libre, podemos tomar los datos para poder graficar la relación entre la velocidad angular "N" de la turbina con la abertura de la válvula de aguja "t".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga "H", la abertura de la válvula de aguja "t" y la velocidad angular de la turbina "N".

Procedimiento: se establece una carga "H" con el reóstato y se realizan varias aberturas de la válvula de aguja "t". Se registra para cada abertura los datos requeridos y con ellos se dibuja la primera curva. Para dibujar más curvas se establece una nueva carga "H" con el reóstato y se repite el mismo procedimiento que se realizó para la primera curva. El número de curvas dependerá del número de cargas establecidas



Prueba 9.

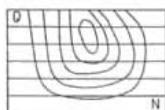
- De la información obtenida en los experimentos 5, 6 y 7 podemos trazar las curvas de isoeficiencia teniendo como parámetros a la velocidad "N" de la turbina y al gasto "Q".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga "H", la abertura de la válvula de aguja "t", la fuerza "F" y la velocidad angular "N".

Procedimiento: estableciendo una carga "H" con el reóstato se fija una abertura "t" con la válvula de aguja y se aplica una fuerza "F" con el dinamómetro. Se registran las lecturas de todos los datos requeridos y con los datos recabados se calcula el gasto "Q", la potencia hidráulica " P_H ", la potencia al freno " P_F " y finalmente, con éstas dos últimas, calcular la eficiencia " η " de la turbina. Con los valores obtenidos se ubican en la gráfica los puntos que

relacionen a la velocidad angular “N” con el gasto “Q” para diferentes aberturas “t” de la válvula de aguja y sus respectivas eficiencias. Para la elaboración de las curvas de isoeficiencia es necesario establecer más cargas “H” y repetir el mismo procedimiento que se siguió para la primera carga “H” establecida. Finalmente con todos los puntos ubicados en la gráfica se podrán trazar las curvas de isoeficiencia. Para este caso se debe tomar muy en cuenta que los puntos de la eficiencia “ η ” para la elaboración de las curvas de isoeficiencia no resultarán ser los mismos debido a que las eficiencias serán muy variadas para cada caso y por tanto, se deben trazar estimando valores dentro de las rectas que denotan las aberturas “t” de la válvula de aguja.

Para todos los casos anteriores las curvas se obtienen manteniendo constante la carga de la turbina,



con el reóstato instalado en el panel de control, o en su defecto, se mantiene constante la abertura de la válvula de aguja instalada en la turbina Pelton. Ambos parámetros se pueden variar, sin embargo, en estas pruebas es más común variar la abertura de la válvula de aguja para tomar los datos requeridos y graficar los valores y resultados obtenidos.

Las pruebas anteriores son, en general, las más representativas del funcionamiento de la turbina Pelton, sin embargo, no por ello se quiere decir que no se puedan realizar más pruebas. Queda a criterio del practicante, o en su caso del instructor, hacer las variaciones que se consideren pertinentes para obtener un sin número de relaciones existentes entre todos estos parámetros y observar así el funcionamiento de la turbina y familiarizarse aún más con el manejo de todos los parámetros que afectan o benefician al funcionamiento de la turbina.

6.2. Pruebas de la turbina Francis.

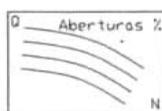
En esta sección se propondrán algunas pruebas para la obtención de gráficas que relacionen los diferentes parámetros que representan el funcionamiento de la turbina Francis trabajando simultáneamente con la bomba centrífuga.

Prueba 1.

1. La relación que existe entre el gasto "Q" y la velocidad angular "N" manteniendo una carga "H" constante para una serie de aberturas de los álabes "t".

Datos: la carga hidráulica "h", la fuerza de frenado aplicada a la turbina "F", la velocidad angular de la turbina "N", la carga "H" suministrada por la bomba y la abertura de los álabes "t".

Procedimiento: esto se realiza manteniendo una carga "H" constante, estableciéndola con el reóstato, y fijando una abertura "t" de los álabes. Con estas condiciones se aplican diferentes fuerzas de frenado "F" y se toman las lecturas de todos los datos para hacer los cálculos correspondientes y poder graficar la primera curva. Para dibujar las siguientes curvas se fija otra abertura de los álabes "t", trabajando con la misma carga "H" y aplicando nuevamente varias fuerzas de frenado "F". El número de curvas depende del número de aberturas que se fijen.



Prueba 2.

2. Para dibujar las curvas del gasto "Q" contra velocidad angular "N" con una abertura de los álabes "t" constante para una serie de cargas "H", de las cuales se puede deducir la relación que existe entre el gasto "Q" que es proporcional a \sqrt{H} cuando la velocidad también es proporcional a \sqrt{H} .

Datos: la carga hidráulica "h", la velocidad angular "N" la abertura de los álabes "t" y la carga "H".

Procedimiento: se establece una primera carga "H" suministrada por la bomba con el reóstato y se varía la abertura de los álabes "t" para obtener los diferentes gastos "Q" y las diferentes velocidades angulares "N" de la turbina. En este caso no se aplica ninguna fuerza con el dinamómetro de la turbina, la variación del gasto "Q" y velocidad angular "N" se hace solamente con la abertura de los álabes "t". Con los datos obtenidos se calcula el gasto "Q" y se dibuja la primera curva para la primera carga "H" establecida. Para dibujar más curvas se procede a establecer otra carga "H" y seguir el procedimiento que se siguió para la primera carga "H" establecida. El número de curvas depende del número de cargas "H" establecidas.



Prueba 3.

- La relación entre la torsión del eje de la turbina "T" y la velocidad angular "N" para diferentes aberturas de los álabes "t" trabajando con una carga "H" constante.

Datos: la carga hidráulica "h", la fuerza de frenado "F", la velocidad angular "N" y la carga suministrada por la bomba "H".

Procedimiento: estableciendo una carga "H" con el reóstato, se fija una apertura de los álabes "t" y se aplican varias fuerzas "F". Con los datos obtenidos y calculando todos los gastos "Q" se dibuja la primera curva. Posteriormente se fija otra apertura de los álabes "t", se aplican nuevamente varias fuerzas "F" para esta apertura de los álabes "t" y se realizan todos los cálculos para la elaboración de otra curva. El número de curvas dependerá del número de aberturas de los álabes "t" que se realicen trabajando con la misma carga "H" que permanecerá constante durante toda la prueba.

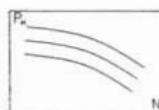


Prueba 4.

- Las curvas características que muestren la relación que existe entre la potencia hidráulica "P_H" y la velocidad angular "N" de la turbina para una apertura de los álabes "t" dada.

Datos: la carga hidráulica "h", la fuerza aplicada "F", la carga "H", la velocidad angular "N" y la apertura de los álabes "t".

Procedimiento: estableciendo una carga "H" con el reóstato, que permanecerá constante, se fija una apertura de los álabes "t". Para esta primera apertura de los álabes "t" se aplican varias fuerzas "F" con el dinamómetro que está montado en la turbina. Se registran todos los datos y se realizan los cálculos necesarios para obtener la potencia hidráulica "P_H" y con estos valores dibujar la primera curva. Posteriormente se fija otra apertura de los álabes "t" y se procede a aplicar nuevamente varias fuerzas "F" repitiendo el mismo procedimiento que se llevó a cabo para la primera apertura "t". El número de curvas dependerá del número de aberturas de los álabes "t" que se elijan para trabajar.

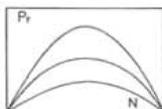


Prueba 5.

5. Trazar las curvas características que describen la relación que existe entre la potencia al freno " P_f " y la velocidad angular " N " para diferentes aberturas de los álabes " t " manteniendo una carga " H " constante.

Datos: la carga " H ", la fuerza de frenado " F ", la velocidad angular " N " y la abertura de los álabes " t ".

Procedimiento: estableciendo una carga " H " con el reóstato, que permanecerá constante durante toda la prueba, se fija una abertura de los álabes " t " y se procede a aplicar varias fuerzas " F " con el dinamómetro para obtener las diferentes velocidades angulares " N ". Para cada caso se registran los datos obtenidos y se traza la primera curva correspondiente a la carga " H " establecida y a la primera abertura de los álabes " t ". Posteriormente se fija otra abertura de los álabes " t ", se aplican varias fuerzas " F " con el dinamómetro y se registran todos los datos necesarios para dibujar otra curva. El número de curvas dependerá de las aberturas de los álabes " t " que se decidan realizar.

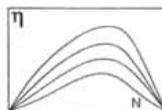


Prueba 6.

6. Obtener las curvas características de la eficiencia " η " contra la velocidad angular " N " para diferentes aberturas de los álabes " t " trabajando con una carga " H " constante.

Datos: la carga hidráulica " h ", la carga " H ", la velocidad angular " N ", la fuerza " F " y la abertura de los álabes " t ".

Procedimiento: estableciendo una carga " H ", que deberá permanecer constante durante la prueba, se fija una primera abertura de los álabes " t "; se procede a aplicar varias fuerzas " F ", se registran todos los datos y se realizan las operaciones requeridas para obtener los valores necesarios para poder trazar la primera curva. Para la siguiente curva se fijan otra abertura de los álabes " t ", manteniendo la misma carga " H ", aplicando varias fuerzas " F " y repitiendo el mismo procedimiento que se llevó a cabo para la primera curva. El número de curvas dependerá del número de aberturas de los álabes " t " que se realicen.



Prueba 7.

7. Retirando el soporte en donde se encuentran los cojinetes que sirven para aplicar la fuerza de frenado se pueden obtener las curvas de velocidad angular "N" contra el gasto "Q" para diferentes aberturas de los álabes "t" y para diferentes cargas "H".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga "H" y la velocidad angular "N".

Procedimiento: retirando el soporte con los cojinetes se establece una primera carga "H" con el reóstato, se realizan varias aberturas de los álabes "t" y se registran todos los datos requeridos para la obtención de los gastos "Q". Con los valores obtenidos se traza la primera curva. Posteriormente se procede a establecer otra carga "H", se realizan las mismas aberturas de los álabes "t" que se realizaron para la primera carga establecida y se registran todos los datos, repitiendo el procedimiento para la primera curva. El número de curvas dependerá del número de cargas con las que se trabajen.



Prueba 8.

8. Con la información obtenida en los experimentos 2, 4, 5, y 6 se pueden dibujar las curvas de isoeficiencia " η " relacionadas con el gasto "Q" y las velocidades "N" para una carga "H" constante y diferentes aberturas de los álabes "t".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga "H", la abertura de los álabes "t", la fuerza aplicada "F" y la velocidad angular "N".

Procedimiento: se establece una carga "H", se fija una primera abertura de los álabes "t" y se aplican varias fuerzas "F". Registrando todos los datos mencionados anteriormente se calculan los gastos "Q" y las eficiencias " η " obtenidos para cada fuerza "F" aplicada. Para poder elaborar la siguiente curva se fija otra abertura de los álabes "t" y se procede a repetir lo que se hizo para la primera curva. El número de curvas dependerá de las aberturas de los álabes "t" realizadas.



6.3. Pruebas de la bomba centrífuga.

A continuación se explica cómo trazar algunas otras gráficas que se pueden obtener realizando diferentes tipos de pruebas con la bomba y además, se da una breve explicación acerca de cada una de ellas:

Prueba 1.

1. Se pueden obtener las curvas características que relacionan al gasto "Q" con la carga "H" variando la velocidad "N".

Datos: carga sobre el vertedor triangular "h", para la obtención del gasto; la carga "H" proporcionada por la bomba, que se registra con el manómetro que está conectado a la tubería de la descarga de la bomba; la velocidad angular "N" de la bomba, que es registrada con el lector óptico del manómetro de mano en el eje que conecta al motor eléctrico con la bomba; y la abertura "t" de la válvula que se encuentra en la tubería de la descarga de la bomba.

Procedimiento: se establece una velocidad angular "N" con el reóstato del panel de control; se fija una primera abertura de la válvula "t"; y se registran los datos obtenidos para esta abertura de la válvula. Se varía y se fija otra abertura de la válvula para registrar los datos del siguiente punto de la curva. El número de aberturas será el número de puntos que se tendrán para dibujar la curva. Posteriormente se establece otra velocidad "N" diferente a la primera y se repite el mismo procedimiento que en el caso anterior. Se realizan los cálculos del gasto "Q", para cada caso y se dibujan las curvas relacionando al gasto "Q" con cada velocidad "N" para cada uno de los casos. El número de curvas dependerá del número de velocidades "N" establecidas.



Prueba 2.

2. Usando los resultados obtenidos en el caso anterior se pueden dibujar los valores de las relaciones de $\frac{H}{N^2}$ con $\frac{Q}{N}$; y de las cuales se puede demostrar que existe una relación entre la carga "H", que es proporcional a la velocidad al cuadrado " N^2 ", y el gasto "Q", que es proporcional a la velocidad "N", tal y como se muestra en la gráfica. Realizando la misma prueba que se hizo para el primer caso se calculan las relaciones anteriormente mencionadas con todos los valores obtenidos para posteriormente proceder a trazar las curvas descritas.



Prueba 3.

3. Se puede hacer la representación gráfica de la relación que existe entre el gasto "Q" y la potencia al freno " P_f " para diferentes velocidades angulares "N".

Datos: la carga hidráulica "h", la velocidad angular de la bomba "N" y la torsión del eje de la bomba "T" medida con el medidor digital instalado en el panel de control para este propósito.

Procedimiento: se fija una velocidad angular de la bomba con el reóstato del panel de control, se procede a realizar una primera abertura de la válvula "t" que se encuentra en la tubería de descarga de la bomba. Se toman las lecturas de todos los datos; después se fija otra abertura de la válvula "t" y nuevamente se procede a tomar todas las lecturas. Esto se repite hasta realizar el número de aberturas de la válvula "t" deseados. Posteriormente se fija otra velocidad angular y se repite el procedimiento anterior. Para todos los casos se realizan los cálculos de los gastos y se dibujan las curvas. El número de curvas dependerá de las velocidades fijadas con el reóstato.

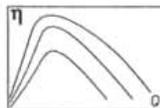


Prueba 4.

4. A partir de las curvas H vs. Q y P_f vs. Q, previamente obtenidas en los casos 1 y 3, se pueden dibujar las curvas que muestren los valores de la eficiencia " η " de la bomba, teniendo como base al gasto "Q".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga de la bomba "H", la velocidad angular "N", la abertura de la válvula de descarga "t" y la torsión medida en el eje de la bomba "T".

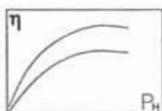
Procedimiento: se fija una velocidad angular con el reóstato y se establece una carga "H". Para esta carga "H" se realizan varias aberturas de la válvula "t" que se encuentra en la tubería de descarga de la bomba; para cada una de las aberturas de la válvula "t" se registran los valores de todos los datos y con ellos se obtienen los gastos "Q" y las eficiencias " η " para cada caso y se dibujan las curvas con los valores obtenidos. El número de curvas dependerá del número de velocidades angulares fijadas con el reóstato.



Prueba 5.

5. Tomando las lecturas de la intensidad de corriente "I" y el diferencial de potencial "V" proporcionados al motor de la bomba, medidos con el amperímetro y el voltímetro instalados en el panel de control. Calculando la potencia al freno " P_F " y la potencia hidráulica " P_H ", se puede determinar y representar gráficamente la eficacia del motor eléctrico de la bomba en relación a la potencia hidráulica " P_H ".
- Datos: la diferencia de potencial "V", la intensidad de corriente "I", la velocidad angular "N", la torsión en el eje de la bomba "T", la carga hidráulica "h", la carga de la bomba "H" y la abertura de la válvula de descarga "t".

Procedimiento se fija una velocidad angular con el reóstato del panel de control; con esta velocidad se realizan varias aberturas de la válvula "t" instalada en la tubería de descarga de la bomba y se registran todos los datos. Posteriormente se fija otra velocidad con el reóstato y se realizan las aberturas de la válvula procurando que sean las mismas realizadas con la primera velocidad. El número de curvas dependerá de las velocidades fijadas con el reóstato.



Prueba 6.

6. De la información que se obtiene en los puntos 4 y 5 podemos encontrar la eficiencia de la bomba y representar gráficamente la relación que existe entre la eficiencia " η " y la potencia al freno " P_F ".

Datos: la carga hidráulica "h", la carga de la bomba "H", la velocidad angular de la bomba "N", la torsión en el eje de la bomba "T" y la abertura de la válvula de descarga "t".

Procedimiento: Se establece una velocidad angular con el reóstato y se realizan varias aberturas de la válvula "t". Para cada abertura se registran todos los datos para hacer los cálculos correspondientes y dibujar la primera curva. Para las siguientes curvas se establece otra velocidad con el reóstato y se repiten nuevamente las aberturas de la válvula "t". El número de curvas dependerá de las velocidades angulares fijadas con el reóstato del panel de control.



Para todos los casos anteriores las curvas se obtienen manteniendo, en primera instancia, una velocidad constante con el control de velocidad (reóstato) instalado en el panel de control, para posteriormente variarla, y así, de esta manera, tomar los datos para graficar los valores y resultados obtenidos para otra velocidad diferente. Se pueden obtener el número de curvas que el operador desee, dependiendo de la variación de velocidades con las que decida trabajar. Para cada velocidad

se varía la abertura de la válvula de la tubería de descarga de la bomba para obtener todos los puntos necesarios y poder elaborar las curvas y las gráficas que representen el funcionamiento de la bomba, y en su caso, del motor eléctrico, pero sobre todo para que el practicante observe la relación que existe entre cada uno de los resultados obtenidos.

Las pruebas anteriores son, en general, las más representativas del funcionamiento de la bomba y del motor eléctrico, sin embargo, no por ello se quiere decir que no se puedan realizar más pruebas de las anteriormente mencionadas. Sobre todo queda a criterio del practicante, o en su caso, del instructor, hacer las variaciones que se consideren pertinentes para obtener un sin número de relaciones existentes entre todos estos parámetros y observar así el funcionamiento del sistema.

6.4. Notas sobre el procedimiento de las pruebas.

1. Antes de emplear el equipo es necesario verificar que:
 - a. Todas las uniones de la tubería y en sí la tubería estén bien conectadas y al iniciar la operación verificar que no haya ninguna fuga.
 - b. Antes de llenar los tanques con agua, estén completamente limpios, libres de polvo o de cualquier basura que pueda afectar el funcionamiento de la bomba u obstruir la tubería.
 - c. Que las válvulas funcionen correctamente.
 - d. Que los equipos instalados estén en su correcta posición y completamente fijos con sus respectivos tornillos.
 - e. El banco de pruebas debe encontrarse en una superficie lo más horizontal y plana posible para que al momento de trabajar con velocidades altas de la bomba éste no se mueva.
2. Es importante considerar y tomar en cuenta para los cálculos que se realicen que:
 - a. La distancia del centro del brazo de torsión al dinamómetro instalado en el mismo brazo de torsión que conecta al motor eléctrico con la bomba es de: 0.175 m.
 - b. La distancia del centro del eje de las turbinas al centro en donde se aplica la fuerza con los cojinetes es de: 0.074 m.
3. Las ecuaciones empleadas par el cálculo de los valores que se utilizaron para graficar las curvas que resultaron de realizar las pruebas son las siguientes (Todas las unidades de los datos y de las ecuaciones están en el Sistema Internacional de Unidades):
 - a. Para el Gasto "Q".

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

En donde, por las características geométricas del vertedor:

$$C = \frac{8}{15} \sqrt{2g} \mu k \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)$$

Con los valores de $\mu=0.6$ y $k=1$ (como se explicó en la sección 2.3) se realizan los cálculos para obtener la siguiente ecuación:

$$Q = 1.717h^{3/2}$$

Para convertir el gasto de (m^3/s) a (litros/min) se multiplica la ecuación anterior por 60,000.

- b. Para la Potencia Eléctrica "P_E".

$$P_E = V \times I$$

- c. Para la Potencia Hidráulica “P_H”.

$$P_H = 9.81\gamma Q$$

- d. Para la Potencia al Freno “P_F”.

$$P_F = \frac{2\pi NT}{60}$$

- e. Para el caso de las turbinas:

$$T = F \times r$$

Para convertir la Potencia Eléctrica, la Potencia Hidráulica y la Potencia al Freno de (W) a (HP) se dividen los resultados obtenidos en cada caso entre 745.7.

- f. Para la eficiencia de la Bomba.

$$\eta_B = \frac{P_H}{P_F} \times 100$$

- g. Para la eficiencia de las Turbinas.

$$\eta_B = \frac{P_F}{P_H} \times 100$$

4. El instructor, durante la realización de las pruebas, debe explicar que cuando se trabaja con un sistema con una turbina más grande, la carga de presión se debe medir desde el centro de su eje. Las unidades empleadas en el banco de pruebas son pequeñas y es por ello que lo anteriormente mencionado no tiene ninguna consecuencia porque en el modelo la distancia entre el eje y el lugar en donde se mide la carga de presión no es muy grande. De manera similar se debe explicar a los estudiantes que en los sistemas en donde se cuenta con turbinas grandes se emplean medidores vacuométricos y las mediciones deben hacerse en el punto en donde se conecta la tubería de entrada de la turbina con el tubo de descarga diseñado en el proyecto. Para las turbinas del banco de pruebas, debido a sus dimensiones, lo anterior no afecta a los resultados obtenidos durante la realización de las pruebas. De igual manera, no es necesario medir la carga de velocidad ($V^2/2g$) dentro de la tubería, tanto de succión como de descarga de la bomba, para adicionarla a la carga hidráulica medida con los manómetros de presión instalados en la tubería, ya que la diferencia de la carga de velocidad en todas las secciones de la tubería es prácticamente nula debido a que no existe variación en el diámetro de la tubería y además, el gasto que circula por el sistema es también el mismo en todas las secciones.
5. Antes de realizar las pruebas es también muy recomendable generar un formato similar al que se mostró en la figura 39, para el caso en que se realicen las pruebas trabajando únicamente con el sistema de la bomba a descarga libre; o el de la figura 40, para el caso en que se realicen las pruebas trabajando con cualquiera de las turbinas.

7. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS.

El conocer el funcionamiento de las turbinas y las bombas hidráulicas es una parte muy importante dentro de la formación de los estudiantes de la carrera de Ingeniería Civil.

El banco de pruebas, con el que cuenta el Laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, es de gran utilidad para cumplir con gran parte de su programa de prácticas de la materia de Hidráulica de Máquinas y Transitorios que se imparte dentro de las asignaturas del Departamento de Hidráulica.

Debido a que el banco de pruebas es un dispositivo que ocupa poco espacio y su operación es muy sencilla, el estudiante podrá realizar todas las mediciones de manera sencilla y en muy poco tiempo.

Pero sobre todo, observará el funcionamiento de las máquinas hidráulicas de manera directa y podrá variar, de una manera muy sencilla, muchos de los parámetros que afectan directamente el funcionamiento operacional de dichas máquinas. Ello le ayudará a comprender mejor su funcionamiento y las posibles fallas que originan su deterioro prematuro o su rendimiento operacional.

El hecho de realizar los experimentos en el banco de pruebas en poco tiempo facilita a los alumnos poder llevar a cabo varias repeticiones de las mismas y hacer un análisis más profundo de los fenómenos hidráulicos involucrados en cada una de las pruebas.

Ahora bien, de las gráficas resultantes de las pruebas que se realizaron se puede observar que las eficiencias tanto de la bomba como de las turbinas resultan ser muy bajas.

Las posibles causas de estas eficiencias bajas, en el caso de la bomba son:

- ❖ El rango de operación del motovariador, porque su límite superior de operación es de 3000 rpm aproximadamente.
- ❖ El gasto que puede circular por el sistema. Si se pudiera trabajar con un mayor gasto la potencia hidráulica aumentaría y como la eficiencia de la bomba es directamente proporcional a la potencia hidráulica, la eficiencia se ve afectada por el gasto.

Mientras que las causas de las eficiencias bajas de las turbinas son:

- ❖ Durante la realización de las pruebas al aplicar la fuerza con el dinamómetro instalado en cada una de las turbinas, debido a la velocidad con la que gira el disco el aceite que se aplica al disco para su lubricación se cae de la superficie del disco y poco a poco se va secando, lo que afecta la velocidad de giro debido a que existe una mayor fricción entre los cojinetes del freno y el disco de las turbinas. Por ello se recomienda mantener bien lubricada esta superficie de rozamiento.
- ❖ Como el modelo es nuevo y actualmente no está en uso muchas de las partes en donde existe una fricción no se encuentran en óptimas condiciones para su funcionamiento. Tal es el caso de los mismo discos de las turbinas que no están completamente lisas y que será necesario rectificar su superficie para que los cojinetes se ajuste adecuadamente y la fricción entre estas partes no afecten la velocidad de giro.

- ❖ También en este caso el gasto es un factor muy importante en el funcionamiento de las turbinas. Si la bomba suministrara un gasto mayor la eficiencia de las turbinas aumentaría.
- ❖ La carga hidráulica que suministra la bomba también afecta a la eficiencia de las turbinas y ello también es un motivo por el cual las eficiencias no son más altas.

Durante la realización de las pruebas trabajando con velocidades muy altas (aproximadamente 3000 rev/min) el banco de pruebas vibra mucho, por ello es necesario colocar el modelo en una superficie lo más horizontal y plana posible para evitar que con la vibración el modelo se desplace.

También es recomendable tener mucho cuidado al trabajar con gastos grandes al momento de realizar las pruebas con la turbina Pelton, ya que debido a la cercanía que hay entre los cangilones y la salida del chorro de la válvula de aguja, ésta última puede salirse de su posición debido a que existe un empuje por parte del chorro que ocasiona esta situación y podrían dañarse tanto la tubería como la misma válvula.

Al momento de aplicar las fuerzas de frenado con los cojinetes presionando sobre la superficie de los discos de las turbinas, hay ocasiones en que debido al calentamiento sufrido por la fricción y a la pérdida de lubricación, las turbinas dejan de girar; por ello es necesario rectificar las superficies de los discos para que queden completamente lisas y además, durante las pruebas tener retirado la cubierta que protege al disco del freno para mantener lubricada constantemente la superficie de los discos.

Finalmente cabe mencionar que los dispositivos del banco de pruebas fueron diseñados por el fabricante para trabajar con las siguientes condiciones de operación:

- ✓ En el caso de la bomba centrífuga el rango de velocidad es de 0 a 3000 rev/min; el gasto máximo es de 300 l/min; la carga máxima proporcionada por la bomba es de 25 m; el diámetro de la tubería es de 1 ½" (.00381 m) y finalmente el voltaje máximo proporcionado es de 1500 W.
- ✓ Para el caso de la turbina Pelton las condiciones de operación para la máxima eficiencia que es de 60 % son: una velocidad de 1400 rev/min, una carga hidráulica de 20 m, un gasto de 135 l/min y una potencia al freno de 360 W; mientras que la máxima potencia al freno es de 400 W.
- ✓ Para el caso de la turbina Francis las condiciones de operación para la máxima eficiencia que es de 65 % son: una velocidad de 2750 rev/min, una carga hidráulica de 15 m, un gasto de 270 l/min y una potencia al freno de 380 W; mientras que la máxima potencia al freno es también de 400 W.

BIBLIOGRAFÍA.

1. Mataix, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. México, Editorial Oxford S. A. de C. V., 1999.
2. García, Héctor. Apuntes de selección de turbinas. México D. F., Facultad de Ingeniería, Ciudad Universitaria.
3. Gardea, Humberto. Aprovechamientos hidroeléctricos y de bombeo. Editorial Trillas, México 1993.
4. Mataix, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas, Editorial ICAI, 1975.
5. Sotelo Ávila Gilberto. Hidráulica general volumen 1 fundamentos. México, Editorial Limusa, 1997.
6. Manuel Viejo Zubicaray, Javier Álvarez Fernández. Bombas. México, Tercera Edición, Editorial Limusa Noriega Editores.
7. Kurt Gieck Manual de formulas técnicas. México, Editorial Alfaomega.