

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROYECTO DE INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs: Benavides H. Rodolfo J.,
Lopez Y. Leibniz Y
para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2001

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROYECTO DE INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Pedro Lecue
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. José T. Barei

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs: Benavides H. Rodolfo J.,
Lopez Y. Leibniz Y
para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2001

**Benavides H., Rodolfo J.
Lopez Y., Leibniz Y.**

PROYECTO DE INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

**Tutor Académico: Prof. Pedro Lecue. Tutor Industrial: Ing. José T. Barei.
Tesis Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica.
Año 2001, 198 p.**

Palabras Claves: Banco de Pruebas, Instrumentación, Equipos de Medición, Turbina Hidráulica Michell Banki, Potencia, Caudal de flujo, Pérdidas, Presión.

Resumen: En el presente trabajo se desarrolló un sistema de instrumentación para realizar la medición del conjunto de parámetros de un Banco de Pruebas proyectado por la empresa EDELCA, para ensayar modelos de Turbinas Hidráulicas Michell-Banki, basado en la condición operacional de los equipos existentes para el Laboratorio de Microcentrales. Se verificó los parámetros que suministra el sistema de simulación. Se realizó la evaluación, selección de los equipos de propósitos generales y auxiliares que se requieren para la operación del Banco de Pruebas ajustándose de la mejor manera a las condiciones hidráulicas de los modelos de turbina que serán ensayados.

Dedicatoria (Rodolfo)

A Dios.

A mi Madre, Carmen Teresa, por darme su inmenso cariño y apoyo.

A mi Padre, José Ramón, por darme las bases para llevar a cabo mis proyectos.

A mis hermanos José Ramón, Leonardo, Carmen Teresa e Indira.

A mi Abuela Cruz y Josefina.

A todos ellos, a quienes estimo por el amor, la comprensión y el apoyo incondicional brindado en todo momento.

Dedicatoria (Leibniz)

A Dios por tenerlo presente durante mis estudios.

A mis Padres, Isidro y Xiomara por apoyarme siempre en la realización de este trabajo.

A mi abuela Aura por su cariño y comprensión durante mis estudios.

A mis hermanos, Isidro y Williams por su ayuda y apoyo.

A la Sra. Juana por sus buenos consejos y ayuda.

Al resto de mi familia y amigos quienes aportaron un granito de arena durante mi formación en esta carrera.

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a nuestro Tutor Industrial, Ing. José Tomas Barei quien nos dio la oportunidad de realizar este trabajo en EDELCA , nos brindo su ayuda y orientación con sus valiosos conocimientos e ideas.

Agradecemos a nuestro Tutor Académico, Profesor Pedro Lecue por el interés mostrado en el trabajo y por la generosidad con que prodiga sus conocimientos y por brindarnos la confianza y respaldo para desarrollar este proyecto.

Expresamos un profundo agradecimiento al Profesor José Luis Perera, por su valiosa ayuda para enfocar la estructuración y los acertados criterios aportados al presente trabajo.

A la Ing. Glenda Escalona por el apoyo brindado en todo momento y valiosa asesoría en cuanto a la información técnica proporcionada y con todos aquellos asuntos logísticos concernientes al desarrollo de este trabajo y por hacernos sentir parte de la empresa.

Al Ing. José Núñez por su ayuda y consejos para adaptar el presente trabajo a las necesidades del Dpto. de Microcentrales en Macagua.

A Leyla Rojas por su maravillosa atención y amabilidad para nuestro buen desempeño en la empresa.

A Eduardo Crespo por su colaboración con los detalles finales en elaboración de este trabajo.

Este trabajo no hubiera sido posible sin la colaboración de nuestros Familiares y Amigos quienes contribuyeron de alguna manera con este trabajo.

Expresamos nuestros agradecimientos a todas aquellas personas que involuntariamente no han sido mencionadas, quienes pertenecen a la UCV, a la Escuela de Ingeniería Mecánica, al Dpto. de Estudios Hidroeléctricos de EDELCA, al Dpto. Microcentrales, al Taller de Microcentrales, de quienes hemos recibido colaboración, atenciones apreciables y contribuciones importantes para reflexionar y aplicar con nuestra futura carrera profesional.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, la empresa EDELCA, no solo desarrolla grandes proyectos, sino que se ha ocupado del desarrollo de pequeñas centrales. Para así poder aprovechar pequeños saltos de agua y poco caudal a fin de producir pequeñas potencias que van desde 20 KW (Microcentral UONQUÉN) hasta 1400 KW (Microcentral ICABARÚ)

Con el propósito de reducir los altos costos de los equipos requeridos en una Microcentral, la empresa ha venido desarrollando con tecnología propia algunos equipos mecánicos que son instalados en la Microcentral, entre estos están las turbinas Michell Banki, sistemas de gobernación, etc. Estos deben ser ensayados bajo condiciones controladas simulando las existentes en campo.

En una central hidroeléctrica el rendimiento de la misma depende mucho del rendimiento de la turbina. Por tal motivo, El Dpto. de Estudios Hidroeléctricos de EDELCA estudia y desarrolla la construcción de turbinas hidráulicas en sus talleres. En tal sentido, surgió la necesidad de diseñar un Banco de Pruebas para realizar ensayos a los modelos o prototipos de turbinas hidráulicas antes de ser instaladas en la respectiva Microcentral.

Este trabajo forma parte de un proyecto de mayor envergadura que la empresa inicio con el equipamiento del Banco de Pruebas en 1988, sin embargo, el proyecto fue suspendido quedando los equipos; tales como: Válvulas , tuberías, Tubo Venturi, la infraestructura del galpón donde será instalado el sistema de simulación, etc.

El Proyecto de Rediseño del sistema de simulación del Banco de Pruebas, fue desarrollado en el trabajo especial de grado de los estudiantes: Colomine, G; Núñez, R. Escuela de Ing. Mecánica. UCV. 2000.

El objetivo del presente proyecto consiste en el Estudio y Desarrollo de un Sistema de Instrumentación y Control para medir las variables que requiere el Banco de Pruebas. Basándonos en la información aportada por los trabajos realizados por la empresa, este trabajo presenta algunas modificaciones necesarias para el mejor funcionamiento del Banco de Pruebas para reproducir por métodos experimentales, de manera de controlar el comportamiento de las Microcentrales con que cuenta la empresa EDELCA.

El Banco de Pruebas permitirá evaluar la eficiencia de las turbinas y, mediante criterios de semejanza y fórmulas empíricas, predecir el comportamiento del prototipo. Según los resultados si es necesario se realizarán cambios en los prototipos de turbinas, para mejorar así su rendimiento.

Este trabajo va a permitir completar una etapa del proyecto del Banco de Pruebas el cual es necesario para la instalación inmediata del mismo pautada para el año próximo.

El presente trabajo fue dividido en ocho partes; se hace una revisión general de los conceptos del Banco de Pruebas para Turbinas hidráulicas y el sistema de simulación, se realiza la concepción del sistema de medición donde se verifican los rangos de aplicación de los parámetros y se selecciona la instrumentación necesaria para el banco de pruebas; se hace la evaluación y detalles para la instalación de los equipos, se hacen los cálculos correspondientes; se generan diagramas y planos de los equipos que integran el Banco de Pruebas; se revisan procedimientos para la realización de los ensayos.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN V

TABLA DE CONTENIDO VII

LISTA DE SÍMBOLOS..... X

CAPITULO I: INFORMACIÓN DE LA EMPRESA.....1

 1.1 INTRODUCCIÓN. 1

 1.2 EL DPTO. DE ESTUDIOS HIDROELÉCTRICOS EN EL DESARROLLO DE LAS MICROCENTRALES.2

 1.3 FUTURAS PRUEBAS A REALIZAR EN LAS TURBINAS CONSTRUIDAS POR LA EMPRESA.5

 1.4 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL LABORATORIO DE MICROCENTRALES6

 1.4.1 *Ubicación*.....6

 1.4.2 *Infraestructura*.....6

CAPITULO II: GENERALIDADES SOBRE BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS HIDRÁULICAS. ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 2.1 OBJETIVO GENERAL DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS HIDRÁULICAS ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 2.2 TIPOS DE PRUEBAS ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 2.3 OBJETIVO DEL BANCO DE PRUEBAS PROYECTADO POR EDELCA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CAPITULO III: GENERALIDADES SOBRE TURBINAS MICHELL-BANKI ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 3.1 RESEÑA HISTÓRICA DE LA TURBINA MICHELL- BANKI ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 3.2 DESCRIPCIÓN DE LA TURBINA MICHELL-BANKI.... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 3.3 RANGOS DE APLICACIÓN DE LAS TURBINAS MICHELL-BANKI . ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CAPITULO IV: DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE SIMULACIÓN ESTABLECIDO POR EDELCA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 4.1 COMPONENTES DEL SISTEMA DE SIMULACIÓN ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 4.2 FORMAS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

CAPITULO V : CONCEPCIÓN DEL SISTEMA DE MEDICIÓN..... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 5.1 PARÁMETROS A SER MEDIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 5.2 RANGO DE LAS VARIABLES A MEDIR EN EL BANCO DE PRUEBAS DE EDELCA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

 5.2.1 *Potencia hidráulica máxima suministrada por el sistema de simulación .. ¡Error! Marcador no definido.*

 5.2.2 *Potencia máxima de la turbina a ensayar en el Banco de Pruebas ¡Error! Marcador no definido.*

- 5.2.3 Caudal máximo a utilizar en las pruebas *¡Error! Marcador no definido.*
- 5.2.4 Altura de carga total máxima a la entrada del rotor *¡Error! Marcador no definido.*
- 5.2.5 Rango de medición de las RPM de las turbinas .. *¡Error! Marcador no definido.*
- 5.2.6 Torque máximo a ser medido en el banco de pruebas *¡Error! Marcador no definido.*
- 5.3 ESTRUCTURACIÓN DEL SISTEMA DE MEDICIÓN..... **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 - 5.3.1 Equipos de Medición de Flujo *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.2 Guía para la Selección del Medidor de flujo..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.3 Equipos de Medición de Presión *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.4 Guía para la selección del medidor de presión... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.5 Equipos Medidores de Torque y Potencia..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.6 Guía para la selección del Medidor de Torque y Potencia. *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.7 Equipos medidores de Velocidad rotacional *¡Error! Marcador no definido.*
 - 5.3.8 Guía para la selección del medidor de velocidad rotacional.... *¡Error! Marcador no definido.*
- 5.4 ANÁLISIS DE LOS EQUIPOS DISPONIBLES EN LA EMPRESA .. **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
- 5.5 SELECCIÓN DE LOS INSTRUMENTOS Y EQUIPOS DE MEDICIÓN .. **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**

CAPITULO VI: DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS E INSTRUMENTOS..¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

- 6.1 DESCRIPCIÓN DE INFRAESTRUCTURA Y EQUIPOS DEL BANCO DE PRUEBAS **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 - 6.1.1.- Descripción del Freno Dinamométrico..... *¡Error! Marcador no definido.*
- 6.2 SISTEMAS AUXILIARES DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 - 6.2.1 Transductores y sensores de presión *¡Error! Marcador no definido.*
- 6.3 ELEMENTOS AUXILIARES DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 - 6.3.1 Variador de Velocidad..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 6.3.2 Elementos de arranque y protección de motores: *¡Error! Marcador no definido.*

CAPITULO VII: INSTALACIÓN DE LOS EQUIPOS¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

- 7.1 DISPOSICIÓN DEL FRENO DINAMOMÉTRICO: **¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 - 7.1.1. Cálculo de la posición longitudinal Máxima (L_l)..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 7.1.2 Cálculo de la longitud transversal (L_t)..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 7.1.3 Definición de la altura máxima del eje del freno para el prototipo de turbina hidráulica Michell-Banki (Heje)..... *¡Error! Marcador no definido.*
 - 7.1.4 Selección de la Base Soporte del Freno Dinamométrico *¡Error! Marcador no definido.*

7.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL FRENO DINAMOMÉTRICO ¡ERROR!
MARCADOR NO DEFINIDO.
 7.2.1. *Análisis de los indicadores del agua requeridos para el sistema de enfriamiento del Freno Dinamométrico..... ¡Error! Marcador no definido.*
 7.2.2. *Selección del tipo de sistema de refrigeración (abierto ó cerrado) ¡Error! Marcador no definido.*
 7.2.3. *Procedimientos para controlar los parámetros del agua de enfriamiento ¡Error! Marcador no definido.*
 7.2.4. *Selección del Recipiente ¡Error! Marcador no definido.*
 7.2.5. *Evaluación hidráulica del sistema de bombeo del agua de enfriamiento. ¡Error! Marcador no definido.*
 7.3. INSTALACIÓN DEL TUBO VENTURI ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
 7.3.1. *Montaje de las bridas ¡Error! Marcador no definido.*
 7.3.2. *Equipos para transformar la señal ¡Error! Marcador no definido.*
 7.4. DESARROLLO DEL SISTEMA DE MEDICIÓN DE PRESIÓN ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
 7.4.1. *Descripción del anillo piezométrico ¡Error! Marcador no definido.*
 7.4.2. *Selección de los transductores de presión ¡Error! Marcador no definido.*
 7.4.3. *Selección y ubicación de los elementos final de lectura ¡Error! Marcador no definido.*
 7.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE CABLEADO Y PROTECCIÓN PARA LOS MOTORES ELÉCTRICOS DEL BPTH ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
 7.5.1. *Propuesta para la protección de los motores. ¡Error! Marcador no definido.*
 7.5.2. *Cálculo del tamaño de los cables conductores ¡Error! Marcador no definido.*
 7.5.3. *Conexión de los cables en los bornes del motor ¡Error! Marcador no definido.*
 7.6. TABLERO DE LECTURA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
CAPÍTULO VIII: GUÍA PRACTICA PARA REALIZAR LAS PRUEBAS ...¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
 8.1. **PARÁMETROS PRINCIPALES RECOMENDABLES PARA ENSAYAR MODELOS ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
 8.2. **PROCEDIMIENTO PRACTICO DE ARRANQUE Y OPERACIÓN DEL DEL SISTEMA DE SIMULACIÓN DEL BPTH..... ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.**
CONCLUSIONES ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
RECOMENDACIONES ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
BIBLIOGRAFÍA ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ANEXO A, TABLAS, GRÁFICOS, FIGURAS.
ANEXO B, PLANOS.

Lista de Símbolos

- A = Área
 B = Ancho del distribuidor
 D_T = Diámetro de la tubería
 D_g = Diámetro de garganta del tubo Venturi
 D_{eR} = Diámetro exterior de rotor
 D_h = Diferencial de altura de presión
 D_m = Diámetro exterior del rotor de turbina Michell-Banki modelo.
 D_p = Diámetro exterior del rotor de turbina Michell-Banki prototipo.
 f = Coeficiente de fricción
 F = Número de froude
 g = Aceleración de la Gravedad
 H_B = Altura de carga bruta
 H_{Bref} = Altura nominal de la bomba del sistema de refrigeración
 H_{Base} = Altura de la base del Freno Dinamométrico
 H_{De} = Altura de carga dinámica a la entrada del rotor
 H_{Ee} = Altura de carga estática a la entrada del rotor
 H_{eje} = Distancia vertical desde el piso del galpón hasta el eje del rotor
 H_{ejer} = Distancia vertical desde el piso del galpón hasta el eje de rotación del Freno Dinamométrico
 H_m = Altura de carga del modelo de turbina Michell-Banki
 H_n = Altura de carga total a la entrada de la turbina
 H_{ne} = Altura de carga neta a la entrada del rotor
 H_p = Altura de carga del prototipo de turbina Michell-Banki
 H_T = Altura de carga total del sistema de bombeo
 HT = Distancia vertical desde el piso del galpón hasta la parte superior de la tubería.
 $H_{f_{cs-D}}$ = Pérdidas en el cambio de sección y en el distribuidor
 HR_t = Distancia genérica indicada en la fig. 7.7
 h = Altura del distribuidor
 h_f = Pérdida de energía por fricción
 h_{fT} = Pérdida de carga totales del BPTH
 h_{fref} = pérdidas totales de energía en el sistema de refrigeración
 h_f = Distancia vertical desde el piso del galpón hasta la parte superior del distribuidor
 k = Rugosidad en tubería
 K = Coeficiente de pérdida de carga
 L_l = distancia longitudinal desde toma aguas arriba del tubo Venturi hasta el eje del rotor de la turbina.
 L_T = Distancia longitudinal desde toma aguas arriba del tubo Venturi hasta final de turbina Michell Banki
 L_t = Distancia transversal desde el centro del rotor hasta el centro del Freno Dinamométrico
 L_{t1} = Distancia transversal desde el centro del rotor hasta la parte derecha del pozo

L_{t2} = Distancia transversal desde la parte derecha del pozo hasta el centro del Freno Dinamométrico
 L_1 = Longitud del tramo de transición
 L_2 = Distancia longitudinal desde toma aguas abajo del anillo piezométrico hasta el eje del rotor
 L_p = Longitud del tramo de tubería donde está el anillo piezométrico
 L_{tv} = Longitud de un tramo del tubo Venturi
 L_x = Longitud de la brida
 l = Cualquier longitud Característica
 n = Velocidad de rotación (RPM)
 n = Número de bridas
 n_{fmin} = Velocidad de rotación mínima exigida por el freno en su eje.
 n_m = Velocidad de rotación del modelo
 n_p = Velocidad de rotación del prototipo
 N_s = Velocidad específica
 P_e = Potencia al eje de la turbina
 P_{ejeR} = Potencia en el eje rotor
 P_{Ee} = Presión manométrica a la entrada del rotor
 Ph = Potencia hidráulica del agua
 P_{he} = Potencia hidráulica del agua a la salida del distribuidor
 $P_{ot_{max}}$ = Potencia máxima total de la turbina hidráulica a probar
 Q = Caudal de flujo
 Q_m = Caudal del modelo de turbina Michell-Banki
 Q_p = Caudal del prototipo de turbina Michell-Banki
 R_{II} = Radio externo del rotor Michell-Banki más su holgura con el distribuidor.
 R_e = Número de Reynolds
 T = Torque
 U = Velocidad Periférica del rotor
 V = Velocidad media del agua en la tubería
 V_e = Velocidad media absoluta del agua a la entrada del rotor
 X = Distancia longitudinal desde tomas aguas arriba del distribuidor hasta el eje del rotor
 X_2 = Distancia longitudinal desde el eje del rotor hasta final de la turbina hidráulica Michell Banki

Símbolos (Caracteres Griegos):

β = Relación de diámetros del tubo Vénturi

Δh_v = Pérdidas de carga en el tubo Venturi

Δh_r =Pérdidas de carga aproximadas del resto de los componentes que no incluye el trabajo IDBPM.

γ = Peso específico

η_{tot} = Rendimiento total

φ = Número o coeficiente de caudal

ν = Viscosidad Cinemática

θ_1 = Angulo inferior del tramo de transición

θ_2 = Angulo lateral del tramo de transición

τ = Número de potencia

ω = Velocidad de rotación (rad/s)

ψ = Número o coeficiente de altura

Abreviaturas

ASME= American Society of Mechanical Engineers

BPTH= Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas

EDELCA= Electrificación del Caroni C.A.

ISO= International Standards Organization

OLADE= Organización Latinoamericana de Energía

TH= Turbina Hidráulica

TH-MB= Turbina Hidráulica Michell Banki

IDBPM= Trabajo especial de grado titulado Ingeniería de Detalle para el Banco de Pruebas de Microcentrales.

CAPITULO I: Información de la Empresa.

1.1 Introducción.

La C.V.G. Electrificación del Caroní C.A. (EDELCA) es una empresa del Estado Venezolano encargada de desarrollar y operar los grandes proyectos hidroeléctricos en el margen del río Caroní. EDELCA se encarga además de la construcción, mantenimiento de las líneas de transmisión que salen desde sus centrales y entre otras cosas se encarga del desarrollo de pequeñas centrales hidroeléctricas las cuales se denominan Microcentrales.

EDELCA se divide en ocho Direcciones y cinco Gerencias de staff; las cuales se mencionan a continuación:

- ✓ Dirección de Expansión de Generación.
- ✓ Dirección de Servicios.
- ✓ Dirección de Finanzas.
- ✓ Dirección de Planificación.
- ✓ Dirección Ejecutiva de Transmisión.
- ✓ Dirección de Expansión de Transmisión.
- ✓ Dirección de Operaciones de Transmisión.
- ✓ Dirección de Operaciones de Generación.
- ✓ Gerencia de Contraloría Interna.
- ✓ Gerencia de Recursos Humanos.
- ✓ Gerencia de Asuntos Públicos.
- ✓ Gerencia de Consultoría Jurídica.
- ✓ Gerencia de Gestión Ambiental.

La dirección de Expansión de Generación se divide a su vez en:

- ✓ División de Estudios Básicos.
- ✓ División de Control de Proyectos de Generación.
- ✓ División de Obras Civiles.
- ✓ División de Obras Mecánicas.
- ✓ División de Obras y Equipos de Infraestructura.
- ✓ División de Consolidación y Mantenimiento de Obras Civiles.

La División de Estudios Básicos se divide en los siguientes departamentos:

- ✓ Dpto. de Estudios Hidroeléctricos.
- ✓ Dpto. de Proyectos Mecánicos.
- ✓ Dpto. de Geología.
- ✓ Dpto. de Geotecnia.
- ✓ Dpto. de Estructuras.
- ✓ Dpto. de Hidráulica.

1.2 El Dpto. de Estudios Hidroeléctricos en el desarrollo de las Microcentrales.

El Dpto. de Estudios Hidroeléctricos es el encargado de realizar el estudio y el desarrollo de las Microcentrales, se encarga de realizar todo lo concerniente a equipos electromecánicos, turbinas, Supervisión de obras civiles, delegación de algunas construcciones. Los proyectos de desarrollo de Microcentrales se completan con la participación del Dpto. de Microcentrales, con lo cual se llega a realizar las diferentes fases de diseño de las unidades y la ingeniería de detalle de los equipos mecánicos, que luego construyen, muchas veces a partir de piezas de otras maquinarias.

La fase de la fabricación y construcción de las unidades que diseña el Dpto. de Microcentrales se lleva a cabo en los talleres metalmecánicos, que están dotados de diversos equipos y máquinas herramientas que cubren un amplio rango de las necesidades de los diferentes procesos de fabricación, que llegan a fabricar piezas de mediana envergadura.

El Dpto. de Microcentrales, también pertenece a la Dirección de Operaciones de Generación, este Dpto. se encarga de la operación, supervisión y del mantenimiento de las Microcentrales.

El Dpto. de Microcentrales construye en algunos casos las Turbinas Hidráulicas, la mayoría son modelos de turbinas Michell-Banki por ser relativamente de fácil fabricación, la potencia de las mismas se encuentra entre 5 a 900 KW .

Entre las Microcentrales desarrolladas por este Dpto. están:

C.V.G EDELCA, C.A							
MICROCENTRALES							
MICROCENTRAL	UBICACIÓN	POTENCIA INSTALADA (kw)	N° DE UNIDADES	TIPO DE TURBINAS	N° DE HAB. SERVIDOS (HAB.)	AÑO INICIO	ENERGÍA GENERABLE ** (Mwh/AÑO)
ARAUTAMERÚ	YURUANI	150	6	BANKI	1200	1988	657
WONKEN ***	MACARUPUEY	20	1	BANKI	500	1984	87,6
WONKEN II	MACARUPUEY	116	2	BANKI	500	2000	508,08
LA CIUDADELA	APONGUAO	120	2	BANKI	350	1994	525,6
CANAIMA	CARRAO	800	2	BANKI	1000	1994	3504
CUAO	CUAO	30	2	HÉLICE	250	1990	131,4
LA ESMERALDA	CAVARAJÜRI	200	1	PELTON		*	876
STA. MARÍA DEL EREBATO	FAKÚIRA	60	1	BANKI		*	262,8
IMATACA	CANONOIMA	60	1	PELTON		*	262,8
ICABARÚ	UAIPARÚ	1000	2	FRANCIS	6000	*	4380
KAVANAYEN	APACAIRO	110	1	FRANCIS	700	1957	481,8
KAMARATA	TAPERE	60	1	FRANCIS	480	1962	262,8
STA. ELENA DE UAIREN I	YURUANI	3600	4	KAPLAN	11000	*	15768
STA. ELENA DE UAIREN II	YURUANI	3600	4	KAPLAN	11000	*	15768

* EN ESTUDIO
 ** SE ESTIMA PARA ESTOS SISTEMAS AISLADOS UN FACTOR DE CARGA DE 0,5

Fig. 1.1. Microcentrales



Fig. 1.2. Microcentral Canaima



Fig.1.3 Microcentral Arotamerú

1.3 Futuras pruebas a realizar en las turbinas construidas por la empresa.

El Departamento de Estudios Hidroeléctricos como ya se ha dedicado entre otras cosas al desarrollo y construcción de pequeñas turbinas hidráulicas. Con la necesidad de maximizar el rendimiento y buen desempeño de estas turbinas, la empresa ha venido realizando un Banco de Pruebas, el cual permitirá realizar pruebas de eficiencia a los modelos y algunos prototipos de turbinas Michell Banki que se fabriquen en esta empresa para las Microcentrales.

El departamento de Microcentrales contribuye en la realización de este proyecto para la instalación de un Banco de Pruebas de Turbinas Hidráulicas(BPTH), con la finalidad de avanzar en el desarrollo de turbinas para su aplicación en Microcentrales Hidroeléctricas.

Dentro de los planes de la empresa se encuentra el de ampliar este banco de Pruebas de manera de crear un laboratorio que no sólo se limite a las pruebas de turbinas hidráulicas sino también al estudio y desarrollo de los demás componentes y sistemas, tales como el sistema de gobernación y regulación, componentes eléctricos y electrónicos.

1.4 Características Generales del Laboratorio de Microcentrales

1.4.1 Ubicación

Esta localizado dentro de la Planta Hidroeléctrica de Macagua, el Laboratorio pertenece al sector del Dpto. de Microcentrales, y esta en el área adyacente a los desarrollos de los modelos hidráulicos de Tocomá y Caruachi del Dpto. de Hidráulica, a una altura de 79 metros sobre el nivel del mar.

1.4.2 Infraestructura

La infraestructura consiste en:

- a) Una edificación completamente cerrada, de estructuras metálicas, paredes de bloque con friso y acabados homologados a las edificaciones adyacentes al área. Contempla el nivel de planta donde estarán ubicados los equipos de la nave del banco de pruebas, con el sistema completo de simulación y medición alrededor del pozo donde alojarán los prototipos de prueba y a través del cual se efectuará la alimentación y descarga de agua. El piso destinado al banco de pruebas tiene vigas de acero empotradas y enrasadas.
- b) Se cuenta con un embalse a una altura de 4 metros sobre el nivel de la planta baja de la edificación. La toma inferior del embalse se encuentra aproximadamente a 20 metros de distancia de la entrada del sistema de bombeo y puede suplir un caudal de $2 \text{ m}^3/\text{s}$.

Parte del Proyecto “Banco de Pruebas” se ha desarrollado, como parte de ello se cuenta con la infraestructura del Laboratorio, mostrado en las siguientes figuras:



vista interna del Laboratorio



vista posterior del Laboratorio



Toma de Agua del Embalse



Entrada del Sistema de Bombeo

Fig. 1.4 Vistas de Laboratorio de Microcentrales

Se han adquirido algunos equipos como Bombas, Motores eléctricos, Freno Dinamométrico, tubo Venturi, entre otros.

Se realizó un Rediseño del Sistema de Simulación a través de un Trabajo Especial de Grado IDBPM el cual dejó proyectado una mejor disposición de tuberías, válvulas, codos, etc. El cual permitirá minimizar las pérdidas de cargas en las tuberías, tener mejor acceso para el mantenimiento.

Con el presente Trabajo "Proyecto de Instrumentación y Control de un Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas" se desarrolla el proyecto de instrumentación que se explica mas adelante.

Una vez que la empresa lo decida se ejecutará el montaje de las piezas, equipos, e instrumentos con lo cual se finalizará el proyecto del Banco de Pruebas.

Capítulo II: Generalidades Sobre Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas.

2.1 Objetivo general de un Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas

Un Banco de Pruebas para Turbina Hidráulicas(BPTH) es un sistema conformado en su mayoría por tuberías e instrumentos, cuyo fin es medir el desempeño de una Turbina Hidráulica, al hablar de desempeño nos referimos a la eficiencia de la misma para diversas condiciones (diversos caudales, diversas alturas, diversas rpm), lo cual nos lleva a un posterior análisis mediante la construcción de las conchas de eficiencia, y la determinación de la eficiencia máxima.

Todas las mediciones realizadas están basadas en una cultura que a través de los años se ha perfeccionado, se han construido tablas y gráficos lo cual permiten al investigador poder llevar a cabo una mejor simulación. Cabe destacar que en un BPTH se pueden realizar pruebas a prototipos pequeños de acuerdo a la capacidad del Banco, pero cuando no es posible ensayar un prototipo de TH grande, se construye un modelo (turbina hidráulica semejante geométrica y cinemáticamente más pequeña) del mismo, el cual permite aproximar con ciertas desviaciones las curvas de eficiencia. Por ejemplo, en el caso de una turbina hidráulica Pelton los modelos con un diámetro de chorro mayor a 55 mm tienen prácticamente la misma eficiencia del prototipo, mientras que para diámetros de chorros más pequeños se disponen de curvas de aproximación de la eficiencia modelo-prototipo.

Requerimientos de un Banco de Pruebas

Los requisitos principales exigidos al BPTH son:

- Posibilidad de probar racionalmente los equipos.
- Cumplimiento de todas las especificaciones y normas.
- Instalación y desmontaje racionales de las máquinas sometidas a las pruebas.
- Corta duración de los períodos de pruebas y de evaluación.
- Poco personal necesario durante las pruebas.

2.2 Tipos de Pruebas

Las pruebas de Taller de las Turbomáquinas se pueden clasificar en tres categorías fundamentales:

- Pruebas Mecánicas.
- Pruebas Hidrodinámicas.
- Ensayos de Prototipos.

Las dos primeras modalidades se realizan a petición del cliente y según las especificaciones del mismo.

Los ensayos de prototipos son pruebas cuyos resultados interesan en primer lugar al fabricante.

Las Pruebas Mecánicas

Son aquellas solicitadas por los clientes y están prescritas expresamente por determinadas normas. Su objeto es comprobar que la máquina esté exenta de defectos mecánicos. Los costos correspondientes al montaje del grupo (Turbomáquina y de su sistema de accionamiento) son casi iguales que para los otros dos tipos de pruebas. Sin embargo, el costo por concepto de instrumentación es menor y los elementos de conducciones del proceso no son indispensables.

Los valores límites admisibles para todas las magnitudes medidas están especificadas en las normas.

Las Pruebas Hidrodinámicas

Las mismas sirven para demostrar que la turbomáquina cumple las especificaciones y los valores de garantía en lo referente a presión, caudal, potencia absorbida, rendimiento; así como en relación con la forma y límites de las líneas características de su funcionamiento.

El montaje del grupo requiere mayor cantidad de conducciones de proceso y de instrumentación que en el caso de las pruebas mecánicas. Las mediciones a pesar del empleo de aparatos son de duración relativamente larga ya que en cada punto de medición hay que esperar a que se establezcan las condiciones de equilibrio.

Para este tipo de pruebas los costos son significativamente altos. También para este tipo de pruebas las normas pertinentes determinan los métodos básicos así como los requisitos que tienen que cumplir los dispositivos de medición.

Ensayos de Prototipos

El fabricante somete los prototipos de construcción completamente nuevas y las máquinas con muchos elementos nuevos o aquellos equipos destinados a nuevas aplicaciones que exigen características rigurosas, a ensayos minuciosos con muchas más mediciones que las corrientes en las pruebas normales de taller.

De esta manera el fabricante comprueba sus métodos de cálculo y de diseño, y obtiene conocimientos e indicaciones importantes. Se trata en realidad, de una combinación de pruebas y de ensayos en desarrollo.

2.3 Objetivo del banco de pruebas proyectado por EDELCA

En la actualidad se exigen menores tiempos de montaje y de puesta en servicio de las turbinas y otros equipos mecánicos que son instalados en las Microcentrales. Cada vez se instalan más máquinas en lugares apartados y poco

accesibles. En tales lugares la corrección de pequeños defectos es mucho más difícil. Como se menciona en el capítulo I, la empresa EDELCA requiere de pruebas para sus Turbina Hidráulicas.

El objetivo de este BPTH proyectado por la empresa, es el de simular prototipos de turbinas hidráulicas de acción Michell-Banki, pudiéndose medir en algunos casos otro tipo de turbinas.

Estas turbinas se probarán con el fin de medir el rendimiento de las mismas para diversas condiciones caudal y altura de carga. Los prototipos se simularán utilizando modelos a escala.

Como se menciona en el capítulo anterior EDELCA ya tiene un proyecto adelantado, entre estos trabajos está diseñado en su totalidad el sistema de simulación, el cual suministrará la potencia hidráulica mediante bombeo a las TH a ensayar en el BPTH, Este sistema es explicado en el capítulo IV faltando por diseñar el sistema de instrumentación y detalles de equipos auxiliares.

Los modelos deben cumplir con ciertas condiciones a estudiar para poder simular al prototipo. El prototipo se podrá probar en el BPTH siempre y cuando cumpla con límites de tamaño establecidos en el capítulo V, ya que por ejemplo, si el banco tiene una capacidad de 30kW, y el prototipo es una Turbina Hidráulica de 50 kW, si el prototipo está dentro de los límites de tamaño, entonces es posible simular el prototipo a una potencia menor 25 KW (Por ejemplo) siempre y cuando se cumplan ciertas condiciones como igual coeficiente de altura e igual coeficiente de caudal explicado más adelante. Igualmente no se pueden probar Prototipos que tengan una potencia menor a 30 KW que superen los límites de tamaño impuestos por el BPTH.

Capítulo III: Generalidades sobre turbinas Michell-Banki

3.1 Reseña histórica de la turbina Michell- Banki

El origen de la turbina Michell-Banki se remonta a principios de siglo cuando el Ingeniero A.G. Michell desarrolló, en 1903, la turbina de flujo transversal de doble paso, la cual fue estudiada en la Universidad de Budapest por el Ingeniero Húngaro Donát Banki entre los años 1917 y 1919. En 1933 el Ingeniero Alemán Fritz Ossberger desarrolló la turbina que denominó Cross-Flow, que era una turbina de flujo transversal con un mejor diseño que la desarrollada por el Ingeniero Australiano A.G, Michell y la estudiada por Banki. Posteriormente, en 1938 se introdujo en el diseño del inyector de esta turbina una pala giratoria como dispositivo director.

En 1948 por primera vez se diseña esta turbina con la posición del inyector en forma horizontal. En los años siguientes y hasta la fecha, se conocen diversos estudios respecto a esta turbina, a la cual se la ha denominado de muchas formas, tales como: Turbina Michell-Banki, Turbina Michell, Turbina Banki, Turbina de flujo transversal o Cross Flow y en el caso de la fábrica Alemana Ossberger turbina Michell-Ossberger. Todas estas turbinas tienen el mismo principio de funcionamiento que fue desarrollado por A.G, Michell y estudiado por D., Banki, pero diferenciándose en ciertos detalles de diseño.

3.2 Descripción de la turbina Michell-Banki

La turbina Michell-Banki es una turbina de acción de flujo transversal y de admisión parcial, que se utiliza generalmente en aquellos proyectos de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas donde se aprovecha un salto y un caudal medio (Ver subcapítulo 3.3). Su rango de aplicación está comprendido dentro del rango de aplicación de la turbina Francis, a la cual la supera en eficiencia cuando la turbina opera la mayor parte del tiempo a carga parcial, lo cual ocurre en proyectos de pequeñas Centrales Hidroeléctricas donde la turbina absorbe la variación de carga diaria de la demanda.

Otra ventaja de la turbina Michell-Banki con respecto a la turbina Francis lo constituye su reducido costo de fabricación.

Partes principales de la turbina Michell-Banki:

- Distribuidor
- Rotor
- Alabes
- Eje
- Carcasa
- Compuerta reguladora

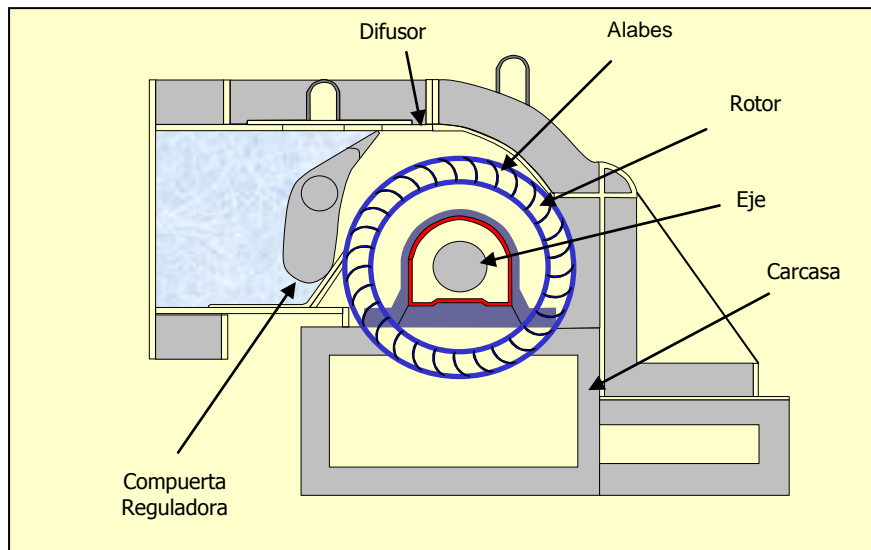


Fig.3.1 Esquema de Turbina Michell-Banki

Distribuidor: Consiste en una tobera de sección rectangular que abarca al rotor en un cierto ángulo de admisión parcial. Está dotado de una paleta directriz para la regulación del caudal. Se puede operar manual o automáticamente.

Rotor: Tiene forma de tambor o cilindro y está compuesta por un número par de discos, entre los cuales se fijan periféricamente una cierta cantidad de álabes de perfil circular y de simple curvatura. Por lo general los álabes se fijan mediante soldadura. Para grandes caudales y bajas alturas de instalación, se construyen con discos intermedios.

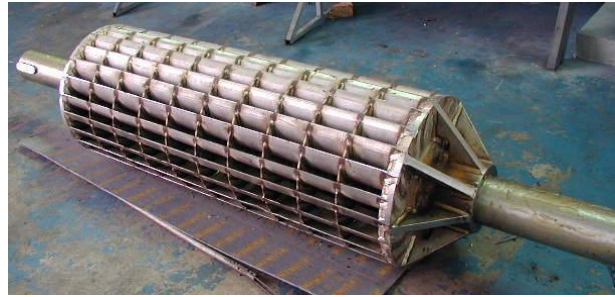


Fig. 3.2. Rotor fabricado en el taller de Microcentrales

Pieza de transición: su función es la de cambiar la sección del tubo de succión, sin que ocurran pérdidas significativas. Cabe destacar que antes del distribuidor debe existir un tramo hidráulico donde se haga un cambio de sección, desde circular a rectangular. Este Cambio de sección no forma parte de la TH-MB.



Fig.3.3. Pieza de transición

Compuerta reguladora: es el dispositivo conocido como la gota , tiene como función la de controlar el paso del agua hacia la turbina en función de la carga necesaria.

La forma cilíndrica del rotor permite que la turbina pueda trabajar dentro de grandes rangos de variación de caudal con sólo darle la longitud conveniente.

La característica de flujo de la turbina Michell-Banki(TH-MB) consiste en que un amplio chorro de agua de sección rectangular incide dos veces, cruzando el interior, sobre los álabes del rotor. La diferencia fundamental respecto a otras turbinas es que no hay deflexión axial del chorro, ya que el flujo discurre sobre planos perpendiculares al eje.

La (TH-MB) opera por lo general a presión atmosférica. No obstante, en el caso de saltos bajos suele dotársele de un tubo de aspiración cilíndrico para recuperar parte de la altura de montaje (Turbina hidroneumatizada). Esto crea una depresión en el interior, por lo que se debe impedir que el agua inunde el rotor; para ello se utiliza una válvula automática regulada, de manera que permita la entrada de una cierta cantidad de aire al interior de la carcasa.

La eficiencia es buena dentro de un amplio rango de caudal, aunque no muy alta si se la compara con la turbina Francis.

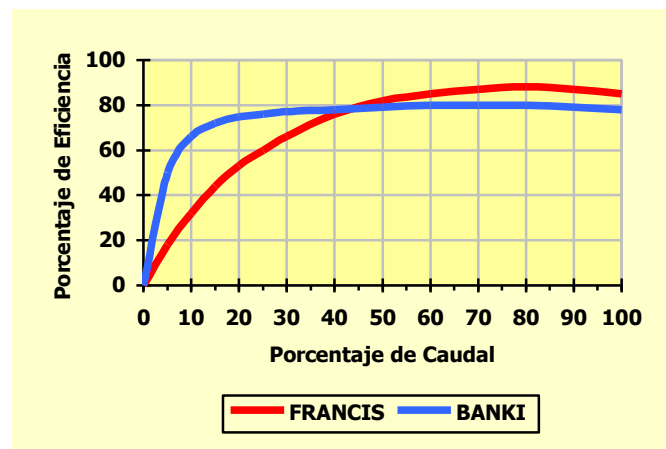


Fig.3.4. Eficiencia de una Turbina Michell-Banki y Francis

3.3 Rangos de aplicación de las turbinas Michell-Banki

Según el manual de Mini y Micro Centrales Hidráulicas de la OLADE, la potencia que puede entregar la TH-MB oscila entre 5 a 750 KW; el caudal esta en el rango de 0,025--5 m³/s; la altura neta tiene un rango entre 1—200 m, aunque por lo general se utilizan hasta 50 m como máximo. En algunos textos se plantea como potencia máxima de 1000 KW utilizable para una TH-MB.

Un parámetro importante para la elección y dimensionamiento de una Turbina Hidráulica es el número específico de revoluciones (Ns):

$$(Ec.3.1) \quad Ns = \frac{n \times \sqrt{Pe}}{H^{5/4}}$$

- Donde las variables son:
- n: RPM del rotor.
 - Pe: Potencia del eje en HP.
 - H: altura neta a la entrada de la turbina en metros.

En el caso de las TH-MB el Ns tiene como rango: 40 a 160.

A continuación se presenta el ábaco de turbinas hidráulicas

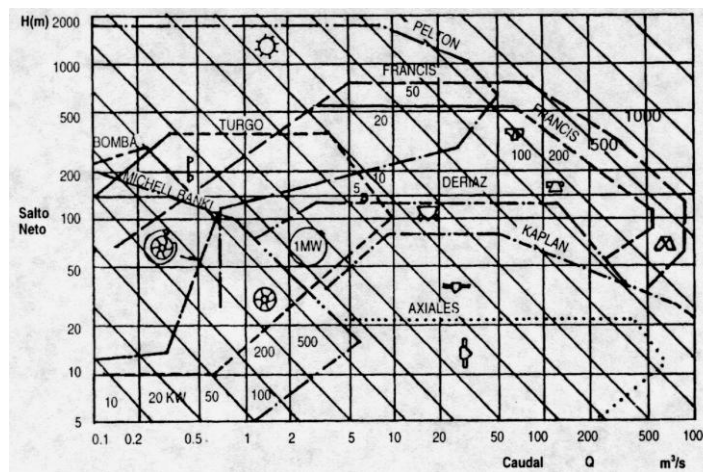


Fig.3.5. Ábaco comparativo de Turbinas Hidráulicas

TABLA # 3.1					
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LA TURBINA MICHELL-BANKI					
Inventor y año de patente	Ns (rpm,HP,m)	Caudal Q (m ³ /s)	Altura H (m)	Potencia P(kW)	Rendimiento $\eta_{\text{máx}}$ (%)
A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hungría) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50	1-750	82

Capitulo IV: Descripción del sistema de simulación establecido por EDELCA

4.1 Componentes del sistema de simulación

Esta conformado por un sistema de bombeo interconectado que provee un amplio rango de condiciones hidráulicas, de manera que se consigue la flexibilidad suficiente para simular condiciones carga y caudal sobre la turbina que se ensaya, dentro del rango de operación que comúnmente se encuentra en la zona de competencia de la empresa.

Este sistema lo integran los siguientes equipos mostrados en el diagrama:

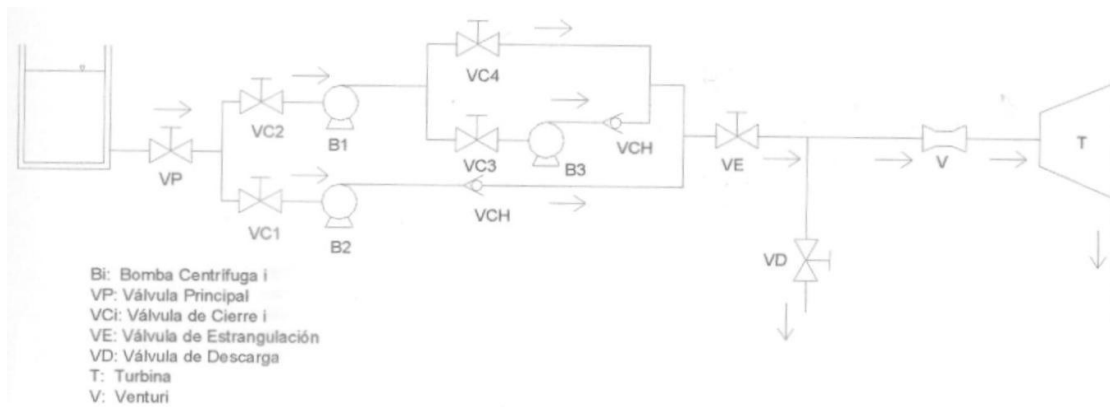


Fig. 4.1 Diagrama Unifilar del Banco de Pruebas proyectado

- Tres (3) bombas centrífugas de carcasa partida (B1, B2, B3), cuyos rangos máximos de operación son:

Altura máxima de bombeo: 30m.

Caudal máximo de bombeo: 200 lt/s.

- Tres (3) motores eléctricos de corriente alterna, velocidad constante, seis polos. Cuyas características técnicas son:

Potencia máxima:90 HP.

Velocidad nominal: 1180 rpm.

- Un (1) variador de frecuencia adaptable para variar la velocidad nominal del motor.
- Siete (7) válvulas de cierre que cumplen las siguientes funciones:

Una (1) válvula de cierre principal (VP), que permite cerrar la admisión al sistema.

Tres (3) Válvulas de cierre (VC1, VC2, VC3), localizadas delante las bombas (B1, B2, B3) las cuales permiten el cierre para dirigir el flujo hacia dichas bombas, y para labores de mantenimiento.

Una (1) válvula de cierre (VC4), que permite el cierre By-pass de la bomba B3.

Una (1) válvula de estrangulación (VE), que permite la operación del sistema bajo la modalidad de “sistema estrangulado” .

Una (1) válvula de descarga (VD), que permite la derivación de parte del flujo del sistema, para la operación bajo la modalidad de “Flujo controlado”.

Dos (2) válvulas de control direccional (VCH), cuya función anti-retorno protege al equipo de contra-rotaciones.

4.2 Formas de operación del sistema

La operación de este sistema de bombeo permite un rango de simulación de condiciones hidráulicas extenso, mediante la utilización de sus diferentes componentes, en las siguientes configuraciones:

1) Operación del sistema simple a velocidad nominal

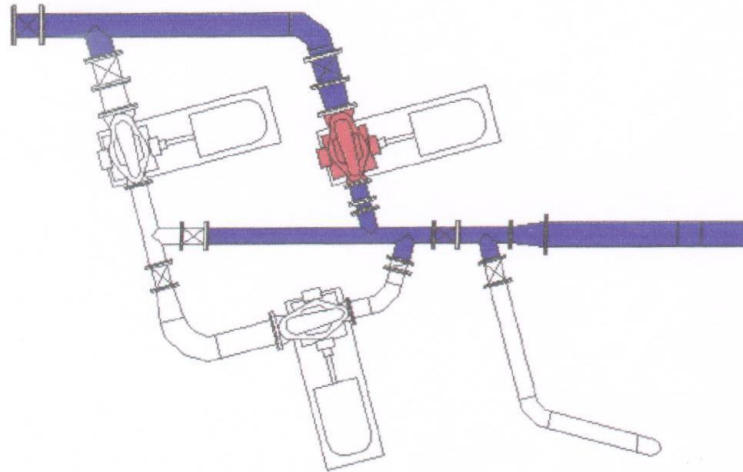


Fig. 4.2a

Este modo de operación contempla la utilización de la bomba B1, a su velocidad nominal, cuya curva de operación se muestra en la siguiente figura. Los diferentes puntos de operación se conseguirían subsecuentemente estrangulando el sistema con la válvula de estrangulación, creando así una familia de curvas de “sistema estrangulado”, o controlando el flujo mediante la válvula de descarga.

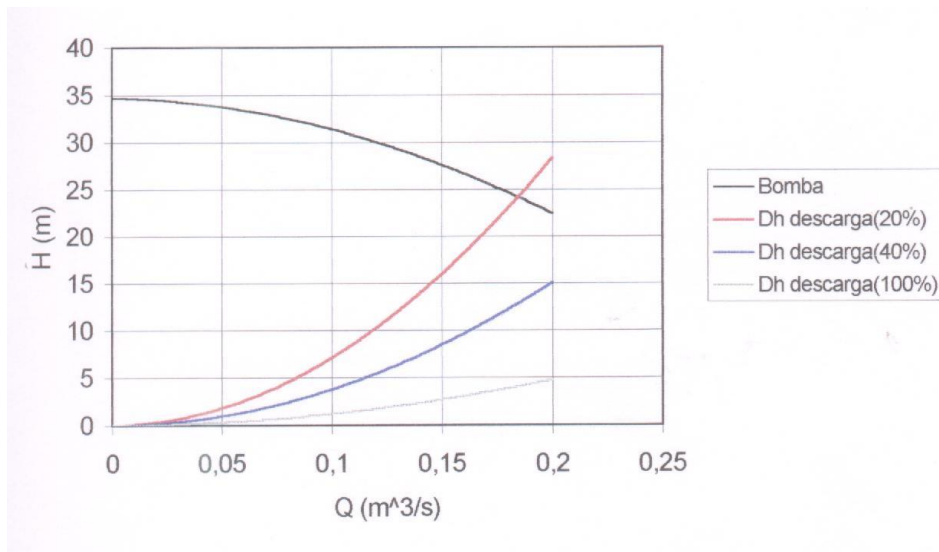


Fig. 4.2b

2) Operación del sistema simple a velocidad variable.

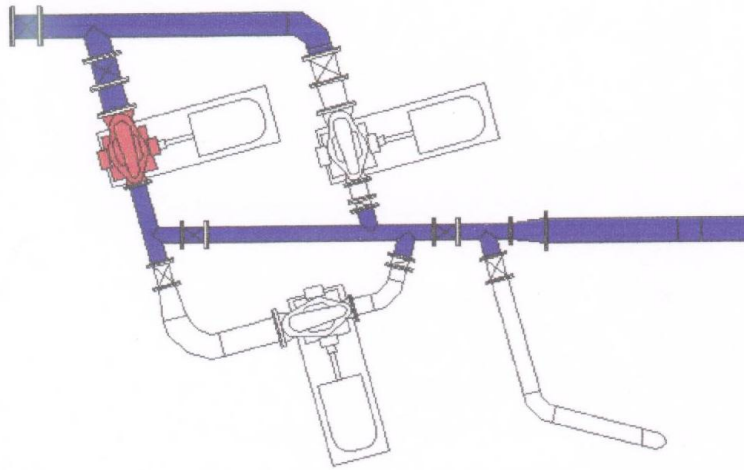


Fig. 4.3a

Este modo de operación se obtiene con la utilización de la bomba B2 alimentada por el motor con variador de velocidad, lo que permite establecer un rango de operación que puede observarse en la gráfica, donde aparece la familia de curvas correspondiente a diferentes velocidades decrecientes a la velocidad nominal del motor. El sistema puede ser utilizado en el modo “estrangulado” o “derivado” al igual que el caso anterior.

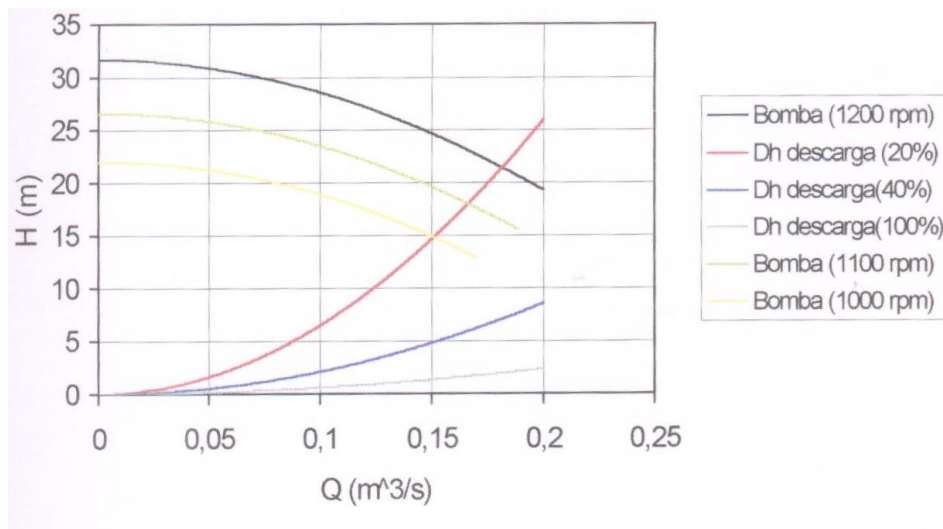


Fig. 4.3b

3) Operación en paralelo.

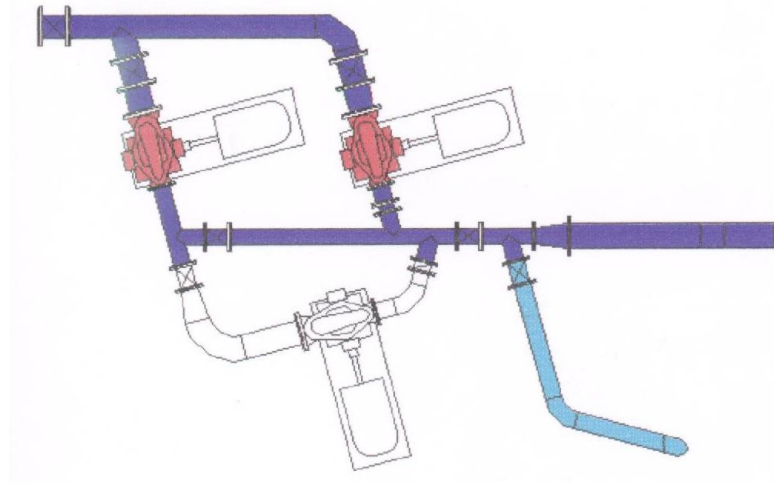


Fig. 4.4a

Con el funcionamiento simultaneo de las bombas B1 y B2, ambas a velocidad nominal, se consigue operar el sistema en el rango que aparece en la gráfica. De esta manera, se amplía la capacidad de flujo de caudal del sistema, manteniendo el rango de presión. Al igual que en los casos anteriores, el modo de estrangulación o derivación puede ser usado.

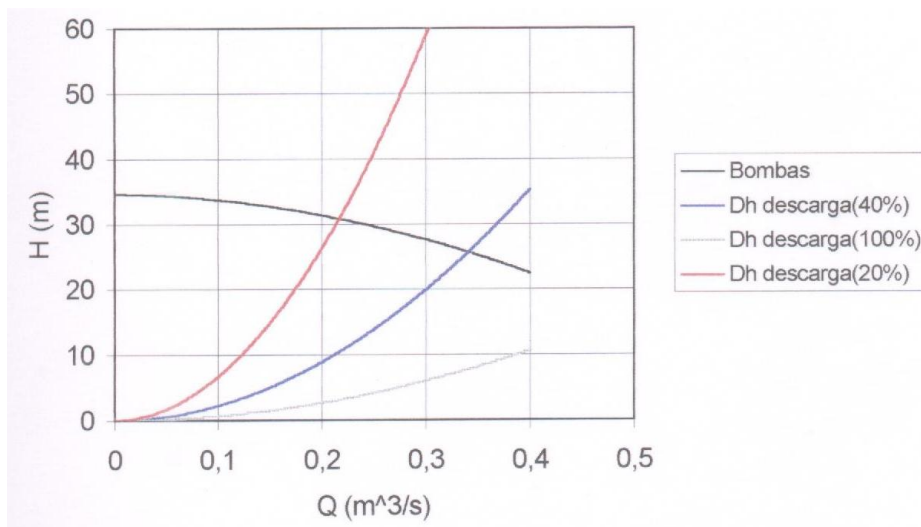


Fig. 4.4b

4) Operación en serie.

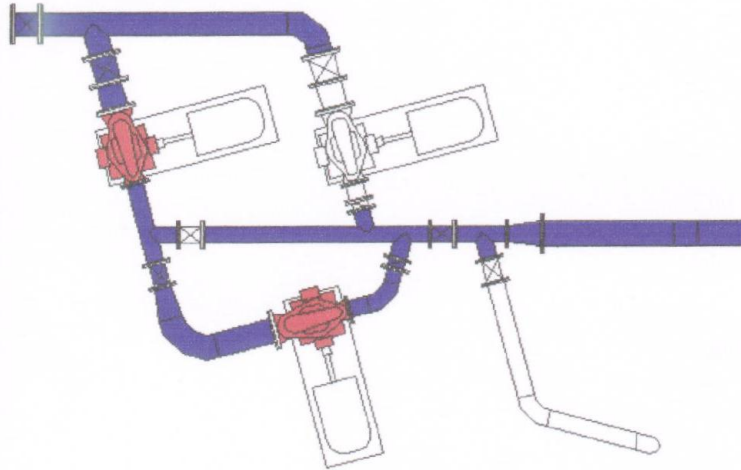


Fig.4.5a

Para este modo de operación se usarán las bombas B1 y B3, ambas a velocidad nominal. Con esta configuración se consigue un rango de operación como el indicado en la figura. Al igual que en todos los casos anteriores, el sistema puede operar en modo de estrangulación o derivación.

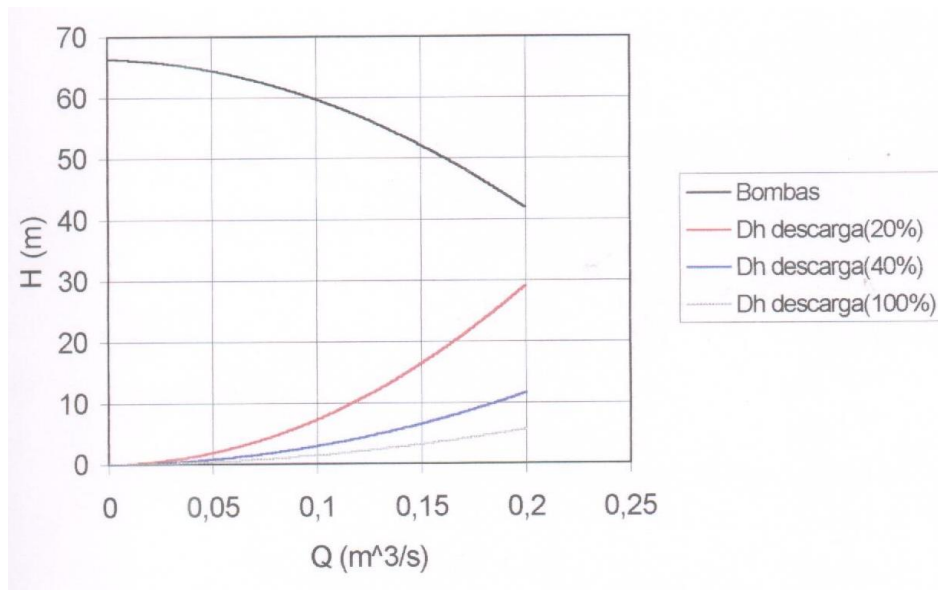


Fig. 4.5b

Las pérdidas descritas en las curvas mostradas no incluyen las pérdidas en el tubo Venturi y en el resto de los componentes que preceden a la TH. Las pérdidas en estos componentes se pueden aproximar, para el caso del tubo Venturi las pérdidas de carga en el mismo se muestran en el anexo A, de esta curva anexa se deduce que las pérdidas en el Venturi están aproximadamente dada por la ecuación:

$$\text{Ec. 4.1} \quad \Delta h_v = 10.7 \times Q^2$$

Donde Δh_v son las pérdidas de carga en metros y Q es el caudal en m³/s que circula por el equipo.

Las pérdidas que restan por sumarle a las pérdidas del sistema de simulación descrito en el trabajo IDBPM, son las que ocurren en el distribuidor, cambio de sección de la TH-MB, etc.

Sin entrar en detalles para el fin de utilización de estas curvas en los siguientes capítulos, el resto de las pérdidas se pueden aproximar. Se toma como aproximación 1,5m de pérdidas de carga cuando circulen por el sistema 0.2m³/s. Luego se puede obtener una ecuación para aproximar dichas pérdidas:

$$\text{Ec.4.2} \quad \Delta h_r = 38 \times Q^2$$

Al sumar estas última pérdida y la pérdida en tubo venturi, el sistema queda representado por las siguientes figuras:

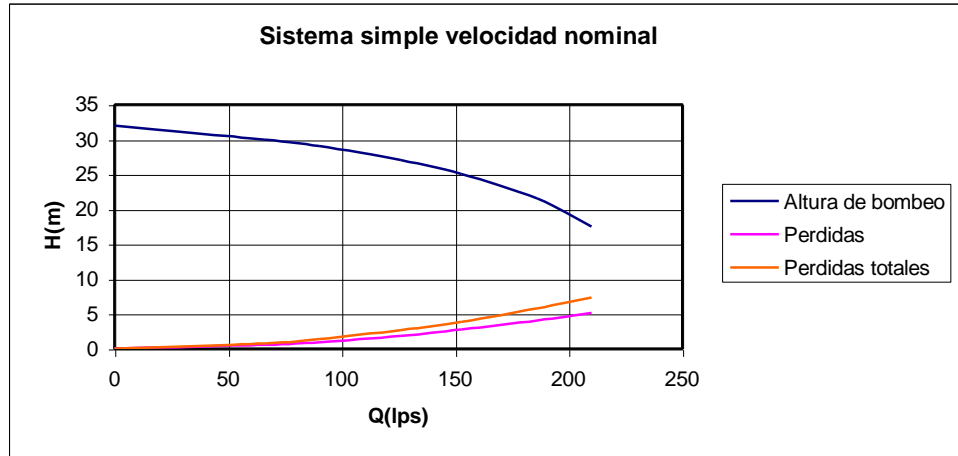


Fig. 4.6a

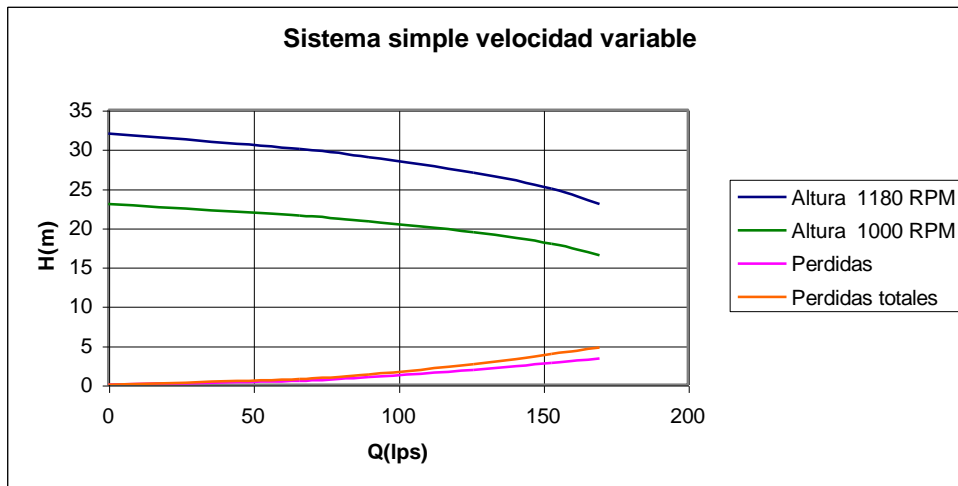


Fig. 4.6b

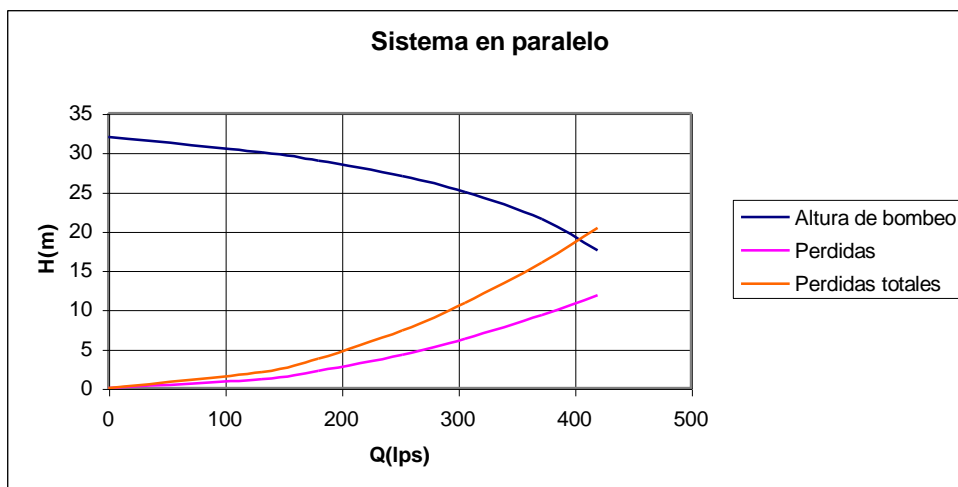


Fig. 4.6c

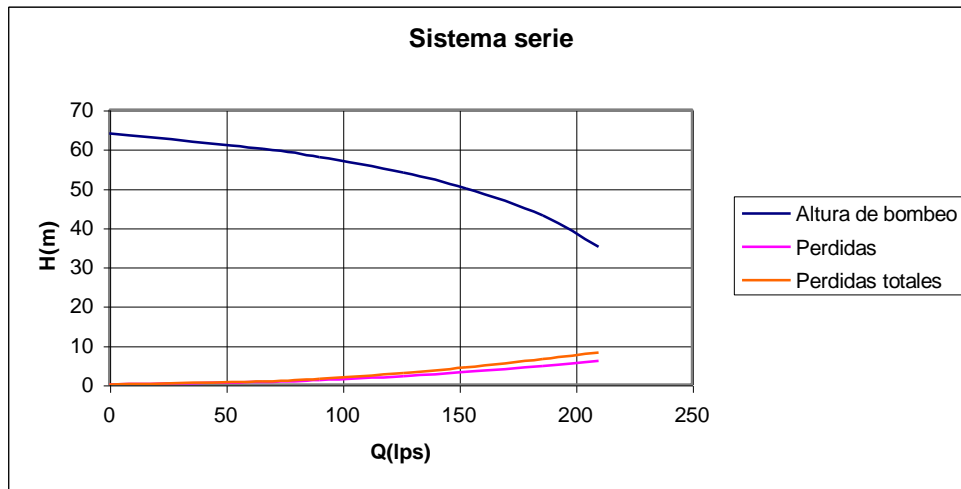


Fig. 4.6d

Las pérdidas en estas curvas solo se presentan para la válvula de estrangulación 100% abierta.

Capítulo V : Concepción del Sistema de Medición

5.1 Parámetros a ser medidos en el Banco de Pruebas

En un Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas (BPTH) se realizan ensayos con el fin de medir algunas variables, que son requeridas para calcular la eficiencia.

Estas variables o parámetros principales son:

- Caudal de entrada en la turbina (Q).
- Altura total en la entrada de la turbina (Hn).
- RPM del rotor de la turbina.
- Potencia o Torque entregado por la turbina.

Para medir la eficiencia de una turbina se requieren medir la potencia hidráulica del agua (Ph) a la entrada de la turbina Hidráulica (TH) y la potencia al eje (Pe) entregada por la Turbina, de manera que la eficiencia total (η) sea:

$$(Ec.5.1) \quad \eta_{total} = \frac{Pe}{Ph}$$

Para el cálculo de la potencia en el eje se necesita conocer el Torque (T) y la velocidad angular (n) entregada por la turbina de manera que la potencia en el eje viene dada por la ecuación:

$$(Ec.5.2) \quad Pe = T \times n$$

Para el cálculo de la potencia hidráulica (Ph):

$$(Ec.5.3) \quad Ph = \gamma \times Q \times H$$

Donde Q es el caudal de entrada a la turbina, H es la altura total a la entrada de la turbina, γ es el peso específico del agua.

Otras variables aunque de menos importancia es la temperatura del agua, la cantidad de sedimentos disueltos en el agua, potencia entregada por las bombas de agua, presión a la salida de las bombas de agua, posición de la válvula de estrangulación, RPM de las Bombas de agua. Controlando algunas de estas últimas variables nombradas se pueden controlar las principales.

Es importante destacar que en turbinas hidráulicas de acción se puede medir fácilmente la eficiencia del rotor de la turbina en vez de la eficiencia del conjunto (Rotor, Distribuidor). Por ejemplo para el caso de las Turbinas Pelton y Turbinas Banki, se demuestra que calculando la energía cinética a la entrada del rotor se obtiene la altura neta a la entrada del rotor (H_{ne}), que no es la misma altura neta a la entrada de la turbina, ya que en este caso habría que considerar las pérdidas en el distribuidor y demás componentes de la turbina que preceden al rotor.

En un BPTH se puede calcular la eficiencia del rotor y la eficiencia total de la turbina. Todo esto introduce una variable más a adquirir en el banco de pruebas, la cual es la energía cinética medida de forma indirecta. Conociendo el caudal de entrada al rotor que es prácticamente el mismo a la entrada de la turbina (medido previamente por un instrumento).

A continuación este caudal se divide entre el área de salida del distribuidor dando como resultado la velocidad, que luego la utilizamos para calcular la energía cinética, y en consecuencia la altura neta a la entrada del rotor.

Esta Área (salida del distribuidor) es previamente calculada, en el caso de turbinas Pelton el área es fácilmente calculable, mientras que en turbinas Banki el cálculo se complica un poco debido a la geometría de salida del distribuidor.

5.2 Rango de las variables a medir en el Banco de Pruebas de EDELCA

Tal como se describió en la sección anterior en un BPTH se deben medir ciertos parámetros, necesarios para evaluar el desempeño de la TH y simular satisfactoriamente el prototipo de turbina.

Los parámetros a medir son los siguientes:

- El Caudal (Q)
- Altura total a la entrada de la turbina (H_n)
- Altura neta a la entrada del rotor (Turbinas de acción solamente)
- Torque desarrollado por la turbina (T_e)
- Velocidad de rotación o RPM.

Como ya se sabe existe un sistema de simulación proyectado, conformado por tres Moto-Bombas de 67 kW (90 Hp) de potencia nominal cada una, capaces de dar las diferentes condiciones de operación de caudal y altura (Q,H).

La configuración de operación de este sistema de simulación fue desarrollado en el Trabajo Especial de Grado de Colomine, G y Nuñez, R. Escuela de Ing. Mecánica. UCV. 2000. En este trabajo se logran los siguientes métodos de operación:

- Operación del sistema simple a velocidad nominal
- Operación del sistema simple a velocidad variable
- Operación en paralelo
- Operación en serie

5.2.1 Potencia hidráulica máxima suministrada por el sistema de simulación

Para turbinas hidráulicas Michell-Banki la máxima potencia a extraer va a depender de la máxima potencia hidráulica a la salida del distribuidor (P_{he}) suministrada por el sistema de simulación:

$$(Ec.5.4) \quad P_{he} = Q \times H_{ne} \times \gamma$$

Ahora se debe conocer el mayor producto de caudal por altura neta a la entrada ($Q \times H_{ne}$) del distribuidor. Suponiendo que las turbinas Michell-Banki construidas por EDELCA sean totalmente de acción, se consideran la aplicación de las ecuaciones para las turbinas de acción. Entonces para los cálculos requeridos las siguientes expresiones son válidas.

$$(Ec.5.5) \quad H_{ne} = H_{De} + H_{Ee}$$

Donde H_{De} es la altura de carga dinámica a la entrada del rotor y H_{Ee} es la altura estática a la entrada del rotor de la turbina.

En turbinas hidráulicas de acción $H_{Ee} = P_{Ee}/\gamma = 0$, ya que la presión manométrica (P_{Ee}) es cero, o sea que la altura neta es igual a la altura dinámica ($H_{ne} = H_{De}$).

$$(Ec.5.6) \quad H_{De} = \frac{V_e^2}{2 \times g} = H_{ne}$$

Queda demostrado que la altura neta en la salida del distribuidor es igual a la energía cinética en la salida del distribuidor. Esta altura neta corresponde a la altura total dada por el sistema de simulación menos las pérdidas en las tuberías, accesorios, distribuidor y el tramo de cambio de sección de la turbina hidráulica Michell-Banki.

Si no existieran pérdidas en los componentes mencionados, entonces toda la altura total dada por la bomba se transformaría en energía cinética, ya que las bombas y la salida del distribuidor están casi en el mismo nivel.

La potencia hidráulica máxima en ese caso, es la que se entrega cuando la bomba o el conjunto de bombas operan en condiciones nominales.

Como se sabe, existen pérdidas hidráulicas calculadas previamente en el trabajo anterior (excepto las pérdidas en el distribuidor y el cambio de sección). De manera que la altura de carga H_{ne} se reduce.

$$(Ec.5.7) \quad H_{ne} = H_T - h_{fT}$$

Donde h_{fT} son las pérdidas totales en el BPTH, representadas por la línea amarilla en las figuras 4.6 del capítulo anterior. Se sabe que h_{fT} son proporcionales a la energía cinética en el sistema y en consecuencia al cuadrado del caudal. Cuando se opera el sistema en serie, es que se maneja menor caudal y mayor altura de carga. Por lo tanto es cuando existen menores pérdidas. Luego la mayor potencia hidráulica que puede entregar el sistema de simulación es cuando el mismo se opera en serie. Con el fin de obtener la potencia máxima que entrega el sistema se procede a multiplicar los valores de altura neta H_n denominado en la ec. 5.7 como H_{ne} por el caudal para cada punto de la curva, obteniéndose la curva que se muestra a continuación:

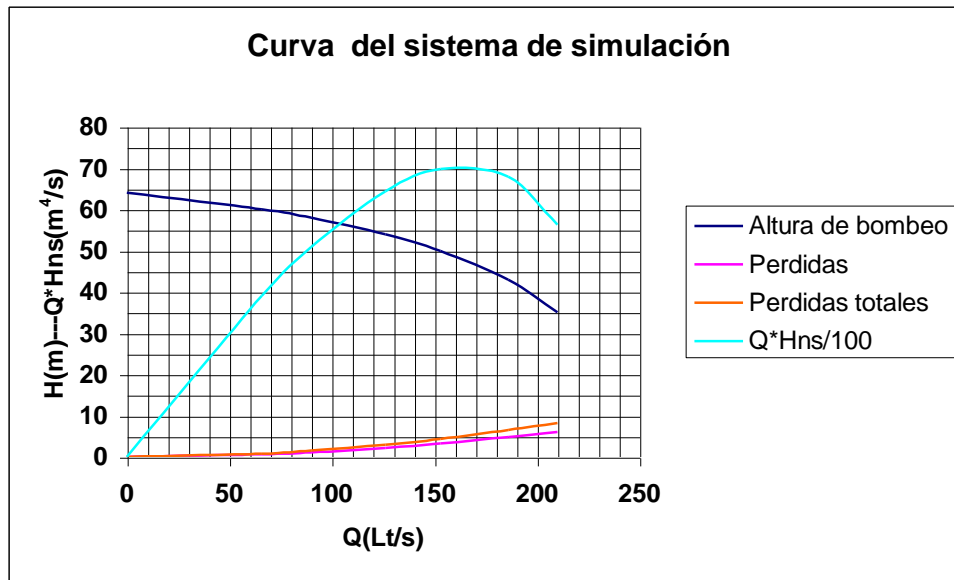


Gráfico. 5.1 Curva del sistema de simulación

De esta curva se observa que cuando el caudal es 165 Lt/s, la potencia hidráulica que entrega el sistema de simulación es la máxima, cabe destacar que esto ocurre cuando el sistema opera en serie con la válvula de estrangulación 100% abierta.

Las condiciones cuando el caudal es 165 Lt/s son: Altura de bombeo 48m; Pérdidas totales aproximadas (h_{FT}) 5m; Altura del sistema de simulación (H_{ns}) 43m.

Toda esta energía excedente H_{ns} puede transformarse en energía cinética a la entrada de un rotor de acción con área de salida del distribuidor o inyector apropiada. En el caso de TH de reacción, parte de la altura H_{ns} esta en forma de presión manométrica y el resto en forma de energía cinética a la entrada del rotor. Para ambos casos $H_{ns} = H_{ne}$.

A partir de la ecuación 5.4:

Se calcula la máxima potencia hidráulica a la salida del distribuidor (P_{he}) suministrada por el sistema de simulación:

$$P_{he} = 0,165m^3 / s \times 43m \times 9800N / m^3 = 69531W$$

Potencia hidráulica máxima $P_{he} = 69500.W$

Este resultado significa la potencia hidráulica máxima que se puede obtener del distribuidor hacia el rotor; mas que esta potencia no es posible.

5.2.2 Potencia máxima de la turbina a ensayar en el Banco de Pruebas

La potencia en el eje del rotor de la turbina (P_{ejeR}) viene dada por la ecuación:

$$(Ec.5.8) \quad P_{ejeR} = P_{he} \times \eta_R$$

Donde (η_R) es el rendimiento total del rotor, que se puede aproximar a 0,84.

Entonces:

$$P_{ejeR} = 69500W \times 0,84 = 583180W$$

A partir de la ecuación 5.8:

La Potencia máxima en el eje que se puede extraer de una Turbina Hidráulica Michell-Banki, e inclusive cualquier otra turbina es:

Potencia máxima en el eje $P_{ejeR} = 58380W$

Para el banco de pruebas (BPTH) podría llegarse a realizar ensayos de turbinas de hasta 58 kW.

Potencia máxima de la turbina: Pot_{max}= 58 kW

Hay que tomar en cuenta otras consideraciones de trabajo para realizar las pruebas a los prototipos y modelos de turbinas.

La referencia del valor del límite de potencia no quiere decir que se pueda probar cualquier Turbina hidráulica Michell-Banki con potencias menores a 58 KW; ya que por ejemplo, la Microcentral Arautamerú posee turbinas de 25 KW; pero manejan un caudal de $1,220\text{m}^3/\text{s}$ (1220 Lt/s), muy por encima del caudal máximo que puede entregar el Banco Pruebas el cual es $0,400\text{ m}^3/\text{s}$ (400Lt/s).

5.2.3 Caudal máximo a utilizar en las pruebas

Considerando las curvas de operación del sistema de simulación se puede observar que cuando se opera el sistema en paralelo se obtiene el máximo caudal suministrado por el Banco de Pruebas (BPTH) hacia el prototipo de turbina, de la figura 4.6c tenemos que $Q_{\text{max}} = 0,4\text{ m}^3/\text{s}$.

De operar el sistema de simulación por encima de este valor de caudal, se estaría entrando en una región de funcionamiento inestable para las bombas.

No es recomendable la operación del sistema de simulación a caudal con muy bajo caudal, ya que igualmente se tendría un funcionamiento inestable.

Para conocer el caudal mínimo del sistema de simulación, se debería saber cual sería el modelo de turbina de menor caudal. Se puede conocer además con que caudal mínimo con que puede trabajar el sistema sin entrar en mal funcionamiento de los equipos del sistema de bombeo. El caudal mínimo quedaría determinado, con las siguientes condiciones: una sola bomba en funcionamiento a velocidad variable con las mínimas RPM (1000), trabajando con no menos de su caudal mínimo de trabajo $0,096\text{ m}^3/\text{s}$ (96 Lt/s) a (1180 RPM), ya que un caudal menor la bomba pasaría a operación dentro de una zona inestable.

Al bajar las RPM a la bomba, se disminuye el caudal y la altura de la misma (ver Fig. 4.6b), para saber cual sería esta altura y caudal se utilizan las ecuaciones de semejanza: Número de caudal (ϕ) y coeficiente de altura(ψ). Estos coeficientes relacionan modelo de turbinas hidráulicas semejantes.

$$\text{(Ec 5.9) coeficiente de caudal} \quad \phi = \frac{Q}{n \times D^3}$$

$$\text{(Ec.5.10) coeficiente de altura} \quad \psi = \frac{H}{n^2 \times D^2}$$

Estos coeficientes son constantes en todos los casos, se quiere conocer la condición 2 (Q, H) al variar las RPM sin variar el diámetro. Las ecuaciones para calcular las variables en esa condición son:

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \times Q_1 \quad H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times H_1$$

$Q_1 = 0,096 \text{ m}^3/\text{s}$ (caudal mínimo a 1180 RPM)

$H_1 = 29 \text{ m}$ altura de carga de la bomba

Sustituyendo los valores nos queda:

$$Q_2 = \frac{1000}{1180} \times 0,096 \text{ m}^3 / \text{s} = 0,0814 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$H_2 = \left(\frac{1000^2}{1180^2} \right) \times 29 \text{ m} = 20,8 \text{ m}$$

En el gráfico 5.2 se muestran los puntos de semejanza de ambas curvas, los cuales son cortados por la curva de semejanza para los caudales mínimos.

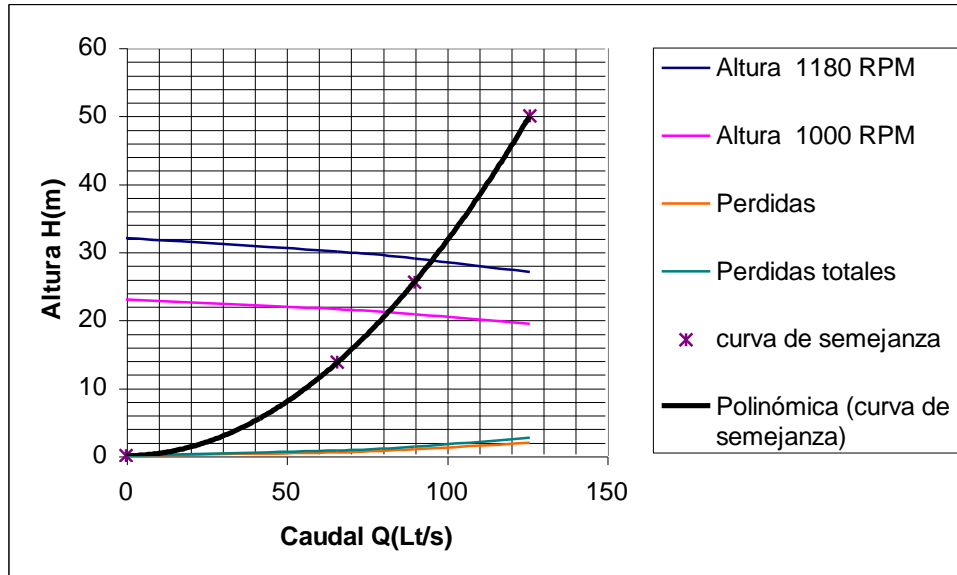


Gráfico 5.2 Curva de semejanza

Se puede concluir que el caudal mínimo con que trabajará el sistema de simulación será de aproximadamente $0,081 \text{ m}^3/\text{s}$ (81 Lt/s), para así trabajar en buenas condiciones de bombeo. Debido a circunstancias operacionales, no necesariamente la TH manejará como mínimo un caudal de esa magnitud. Dadas las restricciones de la instalación, un caudal menor se puede suministrar a la TH, si se logra derivar parte del caudal por la tubería de derivación después de la válvula de estrangulación, de manera que parte del caudal que mueva el sistema de bombeo se pierda, y el necesario llegue a la TH (Flujo controlado).

El caudal mínimo que puede manejar una Turbina hidráulica Michell-Banki según la OLADE es de $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$, este caudal fácilmente puede ser controlado hacia la turbina desde el sistema de simulación.

Rango de caudal para la turbina: $0,05- 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.4 Altura de carga total máxima a la entrada del rotor

Mientras esta variable sea más grande, las pérdidas en el cambio de sección y demás componentes serán más grandes, según lo visto anteriormente se puede trabajar con una altura $H_{ne} = 40$ m; pero el sistema con bombas en serie puede dar una altura de carga mayor con caudales menores al nominal.

Según la OLADE la altura máxima recomendable para una turbina Michell-Banki es de 50 m. De acuerdo a este criterio se puede tomar $H_{ne} = 50$ m como valor límite de altura de carga, ya que observando la figura 4.6d se nota que el sistema de simulación en modo serie es capaz de dar tal altura.

Se puede decir que trabajar en estas condiciones es casi imposible, ya que para el caso menos problemático, la válvula de estrangulación 100 % abierta, aproximadamente para un $H_{ns} = 50$ m, se tiene $H_T = 54$ m y $Q = 130$ Lt/s, la energía cinética de salida del distribuidor sería muy grande y el caudal pequeño, lo que implica un área de salida del distribuidor muy pequeña aproximadamente 40 cm^2 .

Aunque estos datos están dentro del rango del ábaco de la OLADE, no sería aconsejable realizar pruebas en estas condiciones ya que esto implicaría un cambio de sección o un cono antes de la turbina que reduzca suficientemente el área desde una tubería nominal proyectada de 12 pulgs (730 cm^2) hasta un área de 40 cm^2 , lo que representa una reducción de 18 veces.

Esta reducción implica grandes pérdidas hidráulicas, lo cual imposibilita que se cumplan los 50 m de altura de carga que se supusieron cuando existen solamente las pérdidas del sistema de simulación.

Suponiendo que se pueda realizar, entonces la geometría del distribuidor no sería la adecuada para EDELCA, ya que la empresa utiliza en el diseño de las turbinas hidráulicas Michell-Banki un arco de entrada de agua de 120 grados, lo cual es casi imposible de lograr con 40 cm² de área de salida del distribuidor.

Para lograr un buen diseño con estas condiciones se necesita que el arco de entrada del agua al rotor sea mucho menor, se recomienda en este caso, calcular el arco de admisión que no implique un rotor tan angosto.

Para el caso de modelos turbinas Pelton puede ser posible usar tal altura.

Altura total máxima a la entrada del cambio de sección

Se debe medir de alguna manera la energía total (H_n) del fluido a la entrada de la turbina, la mejor forma es antes del cambio de sección de la turbina Banki, ya que los instrumentos posicionados en ese punto estarían fijos, mientras que si se colocan después del cambio de sección (a la entrada del distribuidor), habría que diseñar la posición de los mismos para cada turbina, además antes de entrar al distribuidor, la distribución de velocidad es muy irregular (debido al ángulo de cambio de sección) por lo que se arrojarían resultados no muy exactos.

La altura total a la entrada del cambio de sección es mayor que la altura neta a la entrada del rotor, ya que para igualarla a esta última habría que sumarle las pérdidas de carga en el distribuidor y en el cambio de sección ($H_{f_{cs-D}}$).

$$(Ec.5.11) \quad H_n = H_{ne} + H_{f_{cs-D}}$$

La altura neta a la entrada de la turbina H_n máxima recomendable al igual que el caso anterior es $H_{ne} = 50$ m.

Para este caso es posible hacer que se cumpla esta magnitud de 50m, mientras que para el caso de H_{ne} sería muy difícil ya que $H_{f_{CS-D}}$ es muy grande a medida que aumenta H_n . Igualmente no se recomendaría trabajar con tal altura, dado el caso recomendaríamos como altura neta máxima la que da la máxima potencia hidráulica del sistema (43m).

Altura de carga máxima: $H_{ne-max} = 43$ m.

Por seguridad a la hora de seleccionar los instrumentos, se tomara en cuenta aquellos que resistan 50 m de presión e inclusive más, por si existe una operación inconveniente del BPTH.

5.2.5 Rango de medición de las RPM de las turbinas

De acuerdo a la información suministrada por EDELCA, se sabe que la velocidad de rotación de las turbinas Michell-Banki están en el orden de 100 a 500 RPM. En algunos textos se estima en 800 RPM como la máxima velocidad de giro para una turbina Michell-Banki (TH MB), por lo general sí se esta ensayando un modelo puede ser que la velocidad de rotación del mismo sea mayor que la del prototipo.

En algunos estudios realizados mientras mayor sea la resistencia de los materiales y menor el diámetro exterior del rotor un modelo de TH-MB puede llegar a girar a 1800 RPM.

Una forma de verificar la velocidad máxima de rotación es mediante los siguientes criterios generales.

La velocidad de rotación (rpm) será mayores a medida que la altura de carga (H_{ne}) sea mayor, y a medida que el diámetro exterior del rotor (D_{er}) sea menor.

Para la condición más severa en la cual la altura bruta es de $H_B=200$ m y un diámetro exterior $D_{er} = 200$ mm, la turbina giraría a las rpm máximas.

Se verificará más adelante que el D_{er} mínimo es de 200mm. Por ser tan larga la tubería ($H_n=200$ m) las pérdidas también son altas en la misma, se puede suponer que tanto las pérdidas en la tubería como en el distribuidor alcanzan alrededor 50 m, luego $H_{ne}=150$ m.

Se ha establecido para la condición de rendimiento hidráulico máximo en una turbina hidráulica (TH) de acción que se cumple la siguiente ecuación:

$$(Ec.5.12) \quad U_1 = (0,46...0,52) \times c_1 = (1,98...2,24) \times \sqrt{H_n}$$

Donde U_1 es la velocidad periférica del rotor, C_1 es la Velocidad de entrada del chorro en el rotor.

$$\text{Aplicando } U_1 = 2 \times \sqrt{H_n}$$

$$\text{Nos queda : } U_1 = 2 \times \sqrt{150} = 24,5 \text{ m/s}$$

$$\text{A partir de la ecuación: (Ec.5.13) } \quad U_1 = \omega \times D_e / 2$$

$$(Ec.5.14) \quad n = \frac{60 \times U_1}{\pi \times D_e}$$

Sustituyendo nos queda:

$$n = \frac{60 \times 24,5 \text{ m/s}}{\pi \times 0,2 \text{ m}} = 2330 \text{ RPM}$$

Cabe destacar que el diámetro exterior $D_e = 200$ mm es poco usual en aplicaciones, solamente para modelos. Mientras que en prototipos la OLADE recomienda un diámetro mínimo $D_e= 300$ mm, y según los estudios con la serie de Renard el diámetro mínimo es $D_e=250$ mm. Estos dos últimos diámetros darían unas RPM más baja en la máquina.

Las RPM mínimas en una TH-MB se pueden fijar de acuerdo a las condiciones hidráulicas; por lo general las turbinas de mayor tamaño son las más lentas. Aunque puede darse el caso de realizar pruebas de turbinas pequeñas TH-MB girando a 150 RPM como mínimo.

Para el caso del BPTH proyectado por EDELCA la altura neta máxima que se puede lograr a la entrada del rotor (H_{ne}) es aproximadamente 50m.

$$\text{Luego resulta: } U_1 = 2 \times \sqrt{50} = 14,1m/s$$

Entonces:

$$n = \frac{60 \times 14,1m/s}{\pi \times 0,2m} = 1346RPM$$

El rango de medición de las RPM para las turbinas a ensayar en el Banco de Pruebas es:

Rango de rpm para las turbinas: 150-1346 RPM

Para conocer la velocidad de rotación del modelo más rápido en función de un prototipo más desfavorable, se hace referencia a los números adimensionales.

En turbinas hidráulicas de acción la experiencia demuestra que tanto el modelo como el prototipo deben tener el mismo número de Froude (F) el cual relaciona las fuerzas de inercia con la fuerza de gravedad. Mientras que en turbinas de reacción toma más importancia la similitud del número de Reynolds (Re) tanto en el modelo como en el prototipo.

(Ec.5.15) Número de Froude
$$F = \frac{c}{\sqrt{g \times l}}$$

(Ec. 5.16) Número de Reynolds
$$Re = \frac{c \times d}{\nu}$$

Donde:

- c: velocidad local en cualquier punto;
- l: cualquier longitud característica;
- d: Diámetro característico de la turbomáquina;
- ν : Viscosidad cinemática del fluido de trabajo.

En el caso de EDELCA las turbinas mayormente fabricadas por la empresa son Michell-Banki las cuales están en la categoría de turbinas de acción, aunque en el caso de esta empresa las turbinas que fabrican tienen algo de reacción por estar el inyector tan cerca del distribuidor.

Para realizar las relaciones de semejanzas entre modelo y prototipo el número de Froude es muy influyente. Se debe cumplir entonces que $F_m = F_p$

Donde simplificando nos queda:
$$\frac{c_m}{\sqrt{l_m}} = \frac{c_p}{\sqrt{l_p}}$$

se denota el modelo con el subíndice m y el prototipo con el subíndice p.

De esta última relación se puede deducir que para modelos pequeños en comparación con un prototipo, las velocidades locales en el modelo serán considerablemente menores que en el prototipo.

Entonces se puede llevar a cabo un ensayo sin mucho problema de semejanza cinemática y con semejanza dinámica aproximada.

La eficiencia en el modelo como se aproximará a la del prototipo, se deberá aplicar algún factor de corrección; Para el caso de las turbinas de acción (Pelton) la eficiencia será la misma tanto en el modelo como en el prototipo; por ejemplo, en el caso de turbinas de reacción como una turbina Francis, el procedimiento se complica un poco más para modelos mucho menores que el prototipo (escala 1:40; 1:100 por ejemplo) ya que el número de Reynolds por su naturaleza difícilmente podrá coincidir el del modelo con el del prototipo.

En tales casos se usan ecuaciones empíricas para aproximar la eficiencia del prototipo de acuerdo a la eficiencia del modelo.

Por leyes de semejanza se conoce para turbinas de acción la siguiente relación:

(Ec. 5.17) escala del modelo-Prototipo
$$\lambda = \frac{l_p}{l_m}$$

En nuestro caso se tiene:
$$\lambda = \frac{D_{ep}}{D_{em}}$$

Donde:

Se denota el diámetro exterior del rotor, el cual tomamos como medida principal. Todas las dimensiones del modelo (l_m) deberán guardar relación con las dimensiones del prototipo (l_p).

A partir de la ecuación siguiente:

(Ec. 5.18)
$$l_m = \frac{l_p}{\lambda}$$

Según Froude las velocidades en el modelo y el prototipo deben guardar ciertas relaciones:

(Ec.5.19) relación de la forma
$$c_m = \frac{c_p}{\sqrt{\lambda}}$$

(Ec.5.20) relación de los caudales
$$Q_m = \frac{Q_p}{\lambda^{5/2}}$$

(Ec.5.21) relación de las fuerzas
$$F_m = \frac{F_p}{\lambda^3}$$

Sustituyendo:

En la ecuación 5.9 del número de caudal (φ).

De donde se sabe que número de caudal en el modelo es igual al del prototipo

$\varphi_m = \varphi_p$

$$\frac{Q_m}{n_m \times D_m^3} = \frac{Q_p}{n_p \times D_p^3}$$

La ecuación resulta:

Finalmente despejando las RPM del modelo y sustituyendo λ :

$$n_m = \frac{n_p \times D_p^3 \times Q_m}{Q_p \times D_m^3} = n_p \times \lambda^{1/2}$$

(Ec.5.22) relación RPM modelo y prototipo $n_m = n_p \times \lambda^{1/2}$

5.2.6 Torque máximo a ser medido en el banco de pruebas

Para el caso de la prueba con la condición más desfavorable, en la cual se lograría la máxima potencia de la turbina en el ensayo (58 kW), y girando a 150 RPM.

El Torque se obtiene a partir de la ecuación :

(Ec. 5.20) Potencia en el eje $P_e = T \times n$

$$P_e = T(N.m) \times n(R.P.M) \times 2 \times \pi / 60$$

Despejando y sustituyendo en la Ec.5.20, se obtiene el Torque:

$$T = \frac{58000W \times 60}{150rpm \times 2 \times \pi} = 3692N.m = 2723lbf.ft = 32681lbf.in$$

Torque máximo: T_{máx} = 3692 N.m

Como se ha visto hasta ahora estos rangos permitirán seleccionar el mejor equipo de medición que se ajuste a los requerimientos.

No necesariamente el equipo o instrumento de medición debe ajustarse a los valores exactos descritos en este trabajo. Se debe elegir los equipos de tal manera que se ajusten lo más cercano a los rangos de las variables para que el coste sea menor.

Dadas las condiciones y restricciones de los equipos a instalar, se pueden adquirir instrumentos con un rango de medición más amplio, lo que brindará una mayor seguridad en las lecturas que se van a obtener de cualquier variable.

Hay que recordar que estos rangos son estimados, y el sistema de simulación puede dar un mayor rango de condiciones. Por eso es necesario ampliar la estimación del rango de valores de las variables a la hora de seleccionar los instrumentos y equipos de medición.

Tabla#5.1			
Rango de Medición de los parámetros			
Del Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas			
Parámetro	Magnitud y Unidades		
Caudal mínimo	0,050 m³/s	180 m³/h	793 GPM
Caudal máximo	0,400 m³/s	1440 m³/h	6340 GPM
Altura de carga máxima	43 m	4,3 bar	62 psig
Potencia máxima	58 kW	78 HP	
Torque máximo	3692 N.m	2723 lbf.ft	32680 lbf.in
Velocidad mínima	150 r.p.m		
Velocidad máxima	1346 r.p.m		

Tabla#5.2			
Condiciones de flujo en el Banco de Pruebas			
Caudal (m³/s)	Diámetro de tubería (pulgs)	Velocidad de flujo (m/s)	Número de Reynolds
0,2	8	5,8	1514925
	12	2,63	1017816
0,4	8	11,6	3029850
	12	5,26	2035632

5.3 Estructuración del Sistema de Medición

El proceso de medición de parámetros como el caudal, la presión, la velocidad de giro, el Torque, la potencia, son necesarios para evaluar la selección adecuada y el correcto funcionamiento de los elementos que integran el banco de pruebas.

Según lo visto en el desarrollo de este capítulo, existen variables que se deben medir a la hora de realizar los ensayos, esas variables son las expuestas en la sección anterior.

Para la estructuración del sistema de medición que conviene instalar en el banco de pruebas para turbinas hidráulicas(BPTH), es necesario realizar una guía de selección de los medidores de flujo, medidores de presión, medidores de Torque y potencia, medidores de velocidad, y posteriormente el estudio y análisis respectivo. La selección previa debe estar hecha en función de las variables relevantes y las condiciones de operación de los instrumentos más empleados.

5.3.1 Equipos de Medición de Flujo

Para medir flujos o caudales existe una diversidad de equipos e instrumentos, estos medidores volumétricos se clasifican en:

- Presión Diferencial
- Velocidad
- Área Variable
- Fuerza
- Tensión inducida
- Desplazamiento Positivo
- Torbellino
- Oscilante

Medidores de flujo de carga o de presión diferencial

Los medidores de flujo de carga constituyen el dispositivo más común que sirve para medir el flujo de gases, líquidos y fluidos que contienen sólidos en suspensión.

Estos medidores determinan la presión diferencial en una restricción al flujo.

La presión diferencial es la diferencia entre la presión estática medida en el lado aguas arriba y aquella en el lado aguas abajo del elemento primario.

La tasa de flujo puede ser determinada con el valor medido de la diferencia de presión y del conocimiento de las características del fluido circulante tanto como de las circunstancias bajo la cual el elemento está siendo usado.

Entre los medidores de flujo que generan la presión diferencial se encuentran:

- Placa de Orificio.
- Tobera de flujo.
- Tubo Venturi.

La presión se puede relacionar con la fuerza por unidad de área y la carga se convierte en una función de la velocidad del flujo y la densidad del medio fluyente. Todas las ecuaciones aplicables a los instrumentos de medición de flujo se pueden derivar del Teorema de Bernoulli, que establece que:

$$(Ec. 5.23) \quad \frac{\rho v^2}{2g} + p = \text{una constante}$$

En donde ρ = densidad del fluido

v = velocidad del fluido en movimiento

p = presión

g = aceleración de gravedad

cuando se coloca una restricción en la tubería, se crea una diferencia de presión, de manera que, en el caso de fluidos no compresibles, la carga (h) se define como:

$$(Ec. 5.24) \quad h = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

En donde p_1 = presión en el lado corriente arriba de la restricción

p_2 = presión en el lado corriente abajo

γ = peso específico del fluido

U_1 = velocidad promedio en el lado corriente arriba

U_2 = velocidad en el lado corriente abajo

El Tubo Venturi y la Placa de Orificio operan convirtiendo la energía cinética de la velocidad en una presión estática.

El estudio de los medidores de flujo basados en el principio de diferencia de presión a través de los dispositivos depende de los siguientes factores:

- El tipo de dispositivo
- La forma geométrica
- Proporciones
- La posición de las tomas de presión aguas arriba y aguas abajo
- El cambio en la velocidad del fluido o energía cinética entre los planos de tomas de presión aguas arriba y aguas abajo, los cuales dependen de la tasa de flujo y las dimensiones del dispositivo.

Este último factor permite el cálculo de la tasa de flujo considerando la presión diferencial a través del elemento de medición.

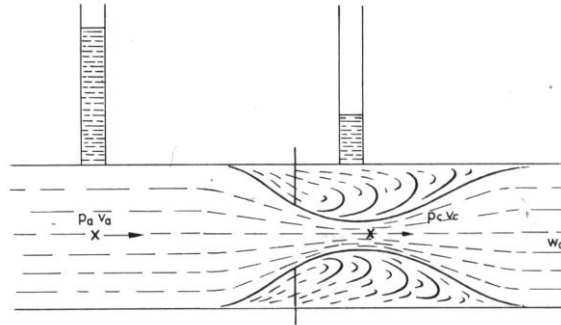


Fig.5.1. Perfil de un instrumento que crea una restricción.

Placa de Orificio

Este tipo de dispositivo se usa a menudo, debido a su simplicidad, bajo costo de fabricación y facilidad de instalación. Existen dos tomas de presión en este tipo de instrumentos, la toma de presión (Pa) aguas arriba y la toma de presión (Pc) aguas abajo después del cambio de sección. El diámetro más pequeño de la corriente de flujo se conoce como la vena contracta que equivale a la mínima sección, cuello, o sección de garganta.

Basándonos en la ecuación, simplificando e introduciendo coeficientes de corrección se puede demostrar que el caudal:

$$(Ec.5.25) \quad Q(m^3 / s) = C \times E \times \varepsilon \times \frac{\pi \times d^2}{4} \times \sqrt{2 \times \frac{P_a - P_c}{\rho_0}}$$

Donde: “E” es el coeficiente de velocidad de acercamiento, “C” es el coeficiente de descara, “d” diámetro del orificio, “ε” coeficiente de expansión, “ρ₀” Densidad del fluido de trabajo, Pa y Pc representan las presiones aguas arriba y aguas abajo respectivamente.

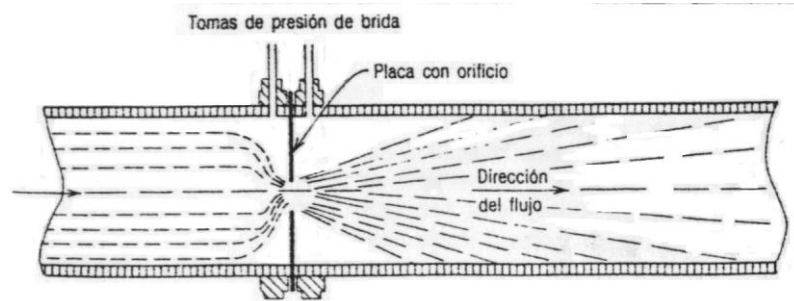


Fig.5.2. Corte transversal de una placa de orificio concéntrica.

Los fabricantes de estos equipos por lo general suministran las curvas de Caudal vs diferencial de presión (Q vs ΔP) para el fluido de trabajo, y es de gran ayuda, ya que simplifica el trabajo al no tener que usar las ecuaciones de cálculo del caudal.

Limitaciones de La Placa de Orificio

Aunque para aplicaciones convencionales de geometría simple, tiene un bajo costo, y es fácil de instalar. Las desventajas de este dispositivo son su capacidad limitada y la alta pérdida de carga permanente debida a la expansión incontrolada aguas abajo del elemento de medición.

Para aplicaciones especiales las piezas y placas de metal delgado deben ser fabricadas con materiales de excelente calidad con la suficiente resistencia para no pandearse bajo las presiones diferenciales que tienen que soportar estando en servicio.

Por esta razón, es aconsejable para instalaciones pequeñas y no para una tubería con 12 pulgs de diámetro como la proyectada para el banco de Pruebas de la empresa, ya que el sistema de simulación estará diseñado de esta manera para que las pérdidas hidráulicas sean lo menor posible.

La ubicación de la tomas de presión afecta los coeficientes de flujo calculados empíricamente.

Otra consideración importante es que el fluido de trabajo para el caso del BPTH, es el agua del embalse, que contiene materiales suspendidos que pueden acumularse en la parte aguas arriba de una placa de orificio concéntrica.

La tendencia es que se arrojen resultados no consistentes de medición, que originaría lecturas erráticas.

Tobera de flujo

La tobera de flujo es similar al Tubo Venturi de inserción, con la excepción de que no tiene un cono de recuperación. Este dispositivo es menos costoso que el Tubo Venturi y también cuenta con una recuperación de carga inferior. No obstante, posee una pérdida de carga tan elevada como la placa de orificio.

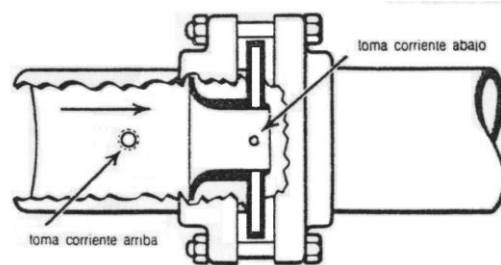


Fig. 5.3 Corte transversal de una Tobera de Flujo

El Tubo Venturi

El Tubo Venturi consiste en una sección de entrada recta (1) del mismo diámetro de la tubería y en la cual esta localizada la toma de alta presión;(2)una sección cónica convergente en la cual la sección transversal del flujo disminuye y la velocidad se incrementa con el consecuente incremento de la carga de velocidad y disminuye la carga de presión;(3) una sección llamada garganta la cual es maquinada con precisión cuenta con el punto de baja presión; y (4) una sección cónica divergente expandida.

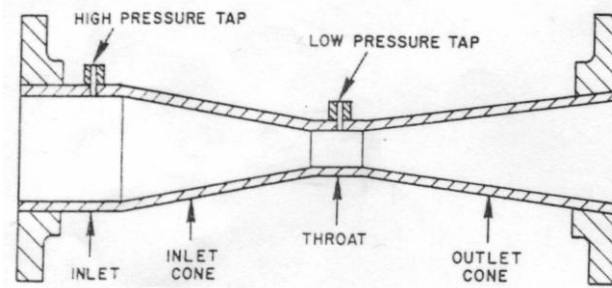


Fig.5.4 Tubo Venturi Clásico

Las pérdidas de presión del Tubo Venturi

Las pérdidas de presión del Tubo Venturi están generalmente entre 5 y 20 % de la diferencia de presión desarrollada, este porcentaje es el más bajo de los elementos primarios de medición de flujo normalizados.

La mayor influencia sobre las pérdidas de presión en el Tubo Venturi la ejercen el ángulo de la sección cónica divergente ($7^{\circ} < \alpha_2 < 15^{\circ}$), y la relación de diámetro (β). Es recomendado que el ángulo de divergencia (α_2) sea seleccionado de 7° (grados) para que se genere un mínimo permanente de pérdidas de presión.

Existen factores que permiten tener menos pérdidas de presión en el Tubo Venturi, entre los cuales tenemos:

- Una alta relación (β) que indica la relación entre el diámetro interno y el diámetro de la garganta del Tubo Venturi.
- Una disminución del número de Reynolds (Re).
- Una reducción del ángulo de divergencia (α_2).
- Las pérdidas de presión son bajas si la rugosidad de la superficie interna disminuye.
- Las pérdidas de presión se disminuyen tanto como sea mejorado el alineamiento con la tubería acoplada.

La construcción del Tubo Venturi es otro factor importante que influye en el funcionamiento y el grado de pérdidas de presión que se generan.

El Tubo Venturi elaborado en una sola pieza o cuerpo de acero inoxidable, presenta el menor índice de rugosidad (aprox : 0,5 μm), ya que se aplican una serie procesos de fabricación, tales como: Fundición, Forjado, maquinado y el pulido, entre otros. Estos procesos otorgan una forma hidráulica que permite menores pérdidas de presión.

A continuación se señala la Tabla de comparación de pérdidas de presión entre el Tubo Venturi y otros elementos de medición de flujo.

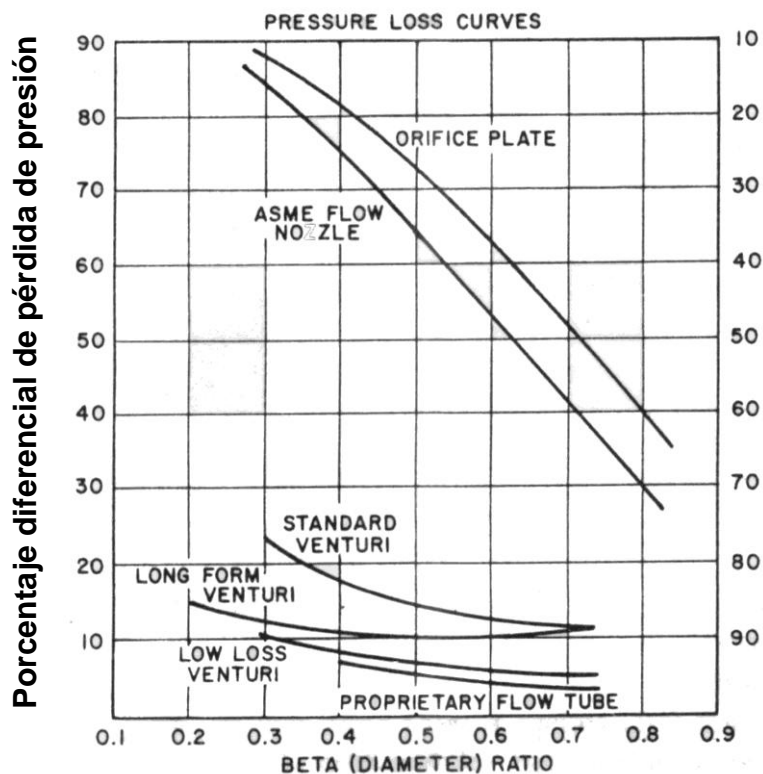


Fig.5.5 Pérdida de carga producida por diversos medidores de flujo

La pérdida de presión neta

La pérdida de presión neta es una resistencia extra debido a la presencia del dispositivo de medición en la línea de tubería. La pérdida de presión neta es proporcional a la diferencia de presión.

La pérdida de presión se expresa como porcentaje de la diferencia de presión, y puede ser dada gráficamente respecto a la relación de diámetros (β).

Las curvas dadas están basadas en información experimental la cual se corresponden aproximadamente con los valores teóricos.

Limitaciones del Tubo Venturi

La principal limitación del Tubo Venturi es el costo; tanto por el Tubo Venturi mismo como por el arreglo de tubería requerida para lograr la longitud necesaria en grandes tamaños.

El Tubo Venturi es caro en comparación con la placa de orificio; sin embargo, por los ahorros en los costos de energía atribuibles a su mayor recuperación de la presión y baja pérdida de presión puede justificarse un Tubo Venturi en ciertas aplicaciones.

Debido a su construcción en el Tubo Venturi es más difícil hacer la inspección. Hay que desconectarlo del arreglo de tuberías. Esto no puede ser un problema significativo excepto en aquellos casos de excesiva erosión o corrosión.

La forma hidráulica del Tubo Venturi presta en si misma mayor confiabilidad dimensional que aquellos dispositivos, tales como la placa de orificio la cual depende del acabado de los bordes para un mayor coeficiente de estabilidad.

Otra restricción a considerar es la limitación general de ser diseñado para régimen de flujo donde el número de Reynolds más bajo es de 150000, aunque hay datos disponibles de Re de 50,000 para algunos tamaños.

Exactitud del Tubo Venturi

La exactitud es una medida de conformidad de un valor indicado, transmitido o registrado, a un valor ideal o estándar. La mayoría de los fabricantes garantizan en el diseño standard del Tubo Venturi una inexactitud de $\pm 0,75$ por ciento del flujo real. Esto puede ser reducido a $\pm 0,25$ por ciento mediante calibración.

Mediante técnicas modernas se logra una menor dispersión de los valores medidos entre sí; es decir una precisión o repetibilidad de $\pm 0,2$ por ciento para tubos venturi del mismo tamaño y diseño.

Para tubos venturi muy pequeños (por debajo de 4 pulgadas o 100 mm) y muy grandes (encima de 32 pulgadas o 813 mm) y con números de Reynolds muy altos (mayor a 2000000) o muy bajos (menor a 150000), los cálculos de flujo tienen cerca de 50% mayor incertidumbre que la correspondiente a la placa de orificio.

Instalación del Tubo Venturi

La única limitación es que con líquidos el Tubo Venturi está siempre lleno. En la mayoría de los casos, las tomas de control de presión siguen la misma guía de instalación como para la placa de orificio.

La tubería aguas arriba debería instalarse con la condición necesaria de garantizar un perfil de velocidad de flujo apropiado.

En la mayoría de las instalaciones de Tubo Venturi, la configuración de la tubería aguas arriba es más corta que para la placa de orificios, toberas de flujos y tubos pitot; porque la forma hidráulica del Tubo Venturi ofrece en sí misma favorables condiciones de flujo.

La combinación de la longitud del Tubo Venturi y su tubería aguas arriba es menor que la cantidad total de tubería requerida para una placa de orificio.

La figura 5.6 muestra la longitud típica de la tubería aguas arriba según los diámetros requeridos para varios elementos medidores de flujo a una relación Beta 0,7.

La norma ASME MFC-3M o su equivalente ISO 5167 para medidores de flujo como el Tubo Venturi, recomienda la instalación de un tramo de tubería recta Aguas Arriba, de una longitud proporcional a 5,5 veces el diámetro nominal de la tubería antes del Tubo Venturi. Esta distancia afecta con una incertidumbre de $\pm 0,5$ % adicional a las mediciones propias del medidor de flujo.

No hay limitación sobre la configuración de tubería aguas abajo del Tubo Venturi excepto un tramo recto mínimo de dos veces el diámetro de tubería antes de una próxima válvula.

La norma ASME MFC-3M o su equivalente ISO 5167, recomienda instalar un tramo de tubería recta Aguas Abajo, con longitud de al menos 4 veces el diámetro de la sección de la garganta del Tubo Venturi, desde la toma de baja presión(garganta) hasta la conexión del próximo componente. Todo ello para no afectar la precisión de la medición.

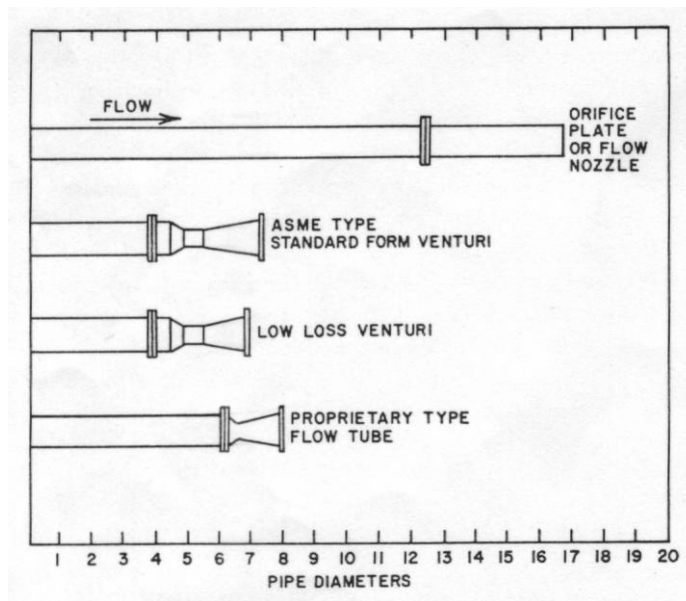


Fig. 5.6 Comparación de longitud de tubería Instalada

Medidor Transversal de Flujo

En algunos casos, como en equipos de refrigeración o distribución de aire donde no es práctico instalar medidores de flujo fijos. Se pueden obtener datos del flujo empleando tubos de Pitot para las mediciones transversales.

El Tubo de Pitot

El Tubo Pitot se inserta en un flujo para medir la presión de estancamiento y la presión estática en un punto, es usado para medir velocidades de flujo locales. El producto de la velocidad medida por el área transversal del segmento se obtiene el caudal, con este tipo de instrumentos se deben realizar varias mediciones en distintos puntos y así obtener una velocidad promedio.

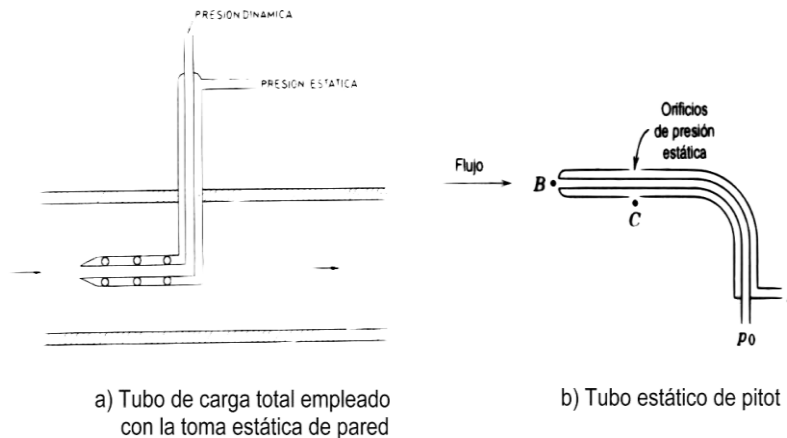


Fig.5.7. Tubo de Pitot.

Limitaciones del Tubo Pitot

Aplicaciones industriales limitadas como la aeronáutica donde se miden fundamentalmente las velocidades de flujos de aire y otras mezclas gaseosas. El hecho de calcular una velocidad promedio representa una alta desventaja para medir caudal, porque la sección transversal del ducto se debe subdividir en segmentos de igual área.

Los tubos de Pitot proporcionan resultados inciertos cuando se presentan los gradientes de presión, y sus tiempos de respuesta son lentos.

No es conveniente para las condiciones de un banco de pruebas hidráulicas donde se requieren medir caudales de agua.

Medidor de Flujo Lineal

Varios tipos de medidores de flujo producen salidas que son directamente proporcionales al flujo. Estos medidores generan señales sin la necesidad de medir las presión diferencial.

Rotámetro

El Rotámetro es un medidor de flujo de área variable, este es en un dispositivo que consiste en un tubo ahusado vertical a través del cual pasa el flujo en dirección hacia arriba. En operación, el flotador sube en un tubo tapado transparente, por medio del fluido que fluye hasta que la fuerza de arrastre y el peso del flotador se equilibran. El flotador se mueve hasta que la fuerza del flujo que actúa es balanceada por la fuerza gravitacional. Suelen ser de vidrio, acero inoxidable, monel, níquel, teflón, Kel-F y PVC. Si el tubo es de vidrio, la posición del flotador es una medición lineal y directa del flujo. Los rotámetros se encuentran con calibración de fábrica para varios fluidos comunes e intervalos de flujo.

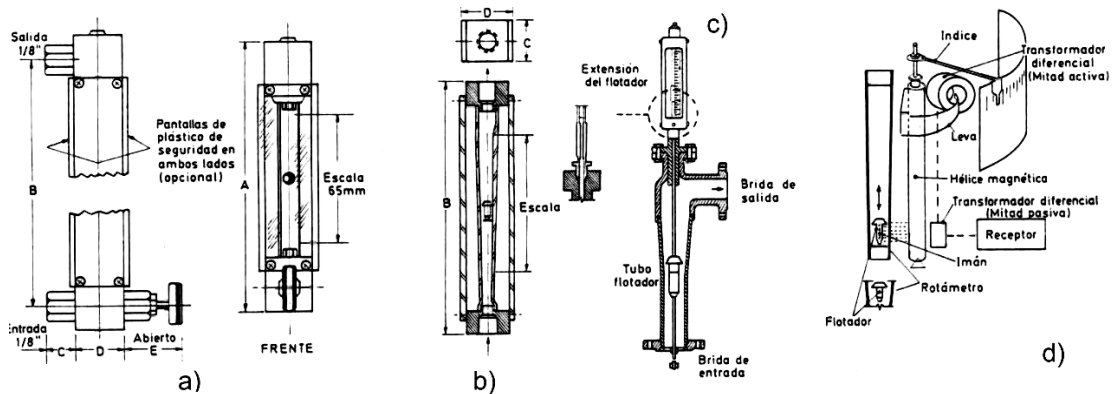


Fig.5.8. Tipos de Rotámetros

- a) Purga b) Indicación directa c) Armado d) Transmisor eléctrico

Limitaciones del Rotámetro

Los Rotámetros solo son adecuados para medir pequeños caudales llegando a límites mínimos de $0,1 \text{ cm}^3/\text{minuto}$ ($1,67 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$) en agua y de $1 \text{ cm}^3/\text{minuto}$ ($1,67 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}$) en aire. El valor máximo que pueden alcanzar es de $3,5 \text{ m}^3/\text{minuto}$ ($5,8 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$) en agua y de $30 \text{ m}^3/\text{minuto}$ ($0,5 \text{ m}^3/\text{s}$) en aire.

Para medir mayores caudales se requieren disponer de orificios calibrados para efectuar el montaje de varios Rotámetros by-pass en la tubería.

Vertedero

El Vertedero es un instrumento de carga variable que se coloca en un canal abierto por donde circula el flujo a medir. El mismo posee una sección que puede ser rectangular, triangular entre otras. Los vertederos provocan una diferencia de alturas entre la zona anterior del vertedero y la posterior. Un instrumento flotador mide la diferencia de alturas dada y puede indicar, regular y registrar directamente el caudal o bien transmitirlo con un transductor. El flujo al pasar tiene una altura H , con la cual se procede a calcular el caudal proporcional a la diferencia de alturas mediante formulas ya estandarizadas; por ejemplo, para Vertederos en forma de V se usa la siguiente ecuación:

$$(Ec. 5.26) \quad Q(ft^3 / s) = 2.48 \times \tan(\theta / 2) \times H^{5/4}$$

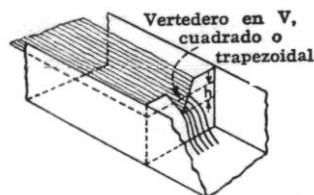


Fig.5.9 Esquema de Vertedero

Limitaciones del Vertedero

El Vertedero es un elemento limitado debido a que la Medición no es lineal. El galpón del BPTH proyectado por EDELCA posee un canal abierto por donde circulara el agua luego que salga de la turbina. Este canal se puede adaptar muy bien al Vertedero. El problema es que en el momento de la medición hay que esperar que el flujo se estabilice para proceder a medir el parámetro (altura H) utilizado por este instrumento. Otra desventaja de instalar un Vertedero es que se necesita que haya aireación bajo la vertiente para una medición exacta del flujo.

Por ultimo sería inútil medir caudal que sale de la turbina en caso de que se trabaje con flujo controlado, ya que el flujo derivado se suma al de la turbina y esto es lo que mediría el Vertedero, a menos que la tubería de derivación se rediseñe de tal manera que su descarga sea aguas abajo del Vertedero, lo que implicaría más costos.

5.3.2 Guía para la Selección del Medidor de flujo

La selección del tipo de medidor de flujo más adecuado para una función particular depende del rango de aplicación y de las siguiente consideraciones:

- a) Costo inicial.
- b) Pérdidas de Presión.
- c) Espacio y montaje para la instalación.
- d) La precisión del medidor de flujo.
- e) Calidad de la calibración.

De los instrumentos mencionados que pueden trabajar en un BPTH no son convenientes los dispositivos que posean las siguientes características:

- ✓ Elevadas pérdidas de Presión.
- ✓ Altos costos(No necesariamente).
- ✓ Medición no lineal.

Para realizar un análisis comparativo de los medidores de flujo empleados se desarrollo una guía de selección con las tablas#1 y #2, ajustada para algunos elementos de medición estandarizados y no necesariamente aplicada a dispositivos especialmente calibrados para una instalación particular.

**Tabla#5.3.
Guía de Selección
Características Generales de los Medidores de Flujo**

TIPO DE MEDIDOR DE FLUJO	Líquidos	Líquidos Viscosos	Fluidos con sólidos en suspensión	Gases	lineal	Capacidad de cobertura	costos	Exactitud en % de la escala completa	Totalizador Indirecto	Pérdida de presión
Placa de Orificio	✓	Limitado		✓	Raíz Cuadrada	4:1	Bajo	1/4 -2	✓	Elevada
Tubo Venturi	✓	Limitado	✓	✓	Raíz Cuadrada	4:1	Elevado	1/4 -3	✓	Media
Tubo Pitot	✓			✓	Raíz Cuadrada	3:1	Bajo	2-5		Limitada
Vertedero	✓	Limitado	Limitado		No Lineal	100:1	Bajo	2-5		Media
Rotámetro	✓	Limitado	Limitado	✓	✓	10:1	Medio	1/2- 2		Fija

TABLA#5.4. MECANISMOS PARA MEDICIÓN DE FLUJO- GUÍA DE SELECCIÓN			
Principio de Operación	Intervalo	Exactitud	Aplicaciones y Observaciones
Medidores Carga Variable - Conducto Cerrado			
<p>Placa de Orificio: el tipo común es el orificio de borde cuadrado situado en una placa delgada. Las conexiones de presión se encuentran en un punto lejano aguas arriba y en el punto de mayor contracción para obtener el máximo diferencial de presión y exactitud.</p>	Muy amplia variedad de tamaños	Alta pero variable	Se usan debido a su simplicidad, bajo costo de fabricación y facilidad de instalación, aunque presentan caídas de presión bastante altas. También producen la pérdida de carga más elevada. La exactitud de la placa depende del cuidado en la construcción, la instalación correcta y coeficientes apropiados para lecturas consistentes. Se requieren materiales con resistencia y espesores adecuados para soportar las presiones de trabajo.
<p>Tobera de flujo: tiene una boquilla perfilada insertada en un tubo. No tiene cono de recuperación.</p>	Tamaños moderados	Buena	De mayor costo que las placas con orificio, pero ocasionan menores pérdidas de presión permanentes. Produce una pérdida de carga tan elevada como la placa de orificio. Este dispositivo es menos costoso que el Tubo Venturi.
<p>Tubo Venturi: productor diferencial perfilado cuyo coeficiente de descarga es prácticamente unitario; el cono de entrada convergente tiene un ángulo de 20° y el cono divergente de descarga tiene 7° para lograr la máxima recuperación de presión. Las tomas de presión están conectadas a los anillos en la entrada y la garganta.</p>	Diámetro de 2 pulgs y mayores	1%	Utilizado principalmente para grandes flujos de agua, fluidos de procesos, puede operar con sólidos en suspensión. El Tubo Venturi es costoso en comparación con la tobera de flujo y la placa de orificio. Este dispositivo proporciona las pérdidas de presión mínimas permanente.
<p>Tubo de Pitot: mide la diferencia entre la presión de impacto y la presión estática del fluido que circula por un ducto cerrado. La diferencia de presión estática es proporcional a la carga de velocidad, $V^2/2g$. En consecuencia, proporciona la velocidad del fluido en un punto determinado. Con la velocidad, el caudal del flujo puede calcularse aproximadamente utilizando la velocidad promedio a través del ducto.</p>	Muy amplio	Variable	Mecanismo simple; de fácil instalación y capaz de emplearse en ductos de gran tamaño. Ya que su coeficiente de flujo no puede definirse con exactitud, el instrumento debe calibrarse para la aplicación específica.

TABLA.5.4. MECANISMOS PARA MEDICIÓN DE FLUJO- GUÍA DE SELECCIÓN (continuación)			
Principio de Operación	intervalo	Exactitud	Aplicaciones y Observaciones
Medidores de Carga variable - Conducto Abierto			
Vertederos: cualquier obstrucción en un conducto abierto provoca la retención del fluido fluyente, en términos de la carga en función del gasto del flujo. Se han desarrollado diversas formas de Vertederos, tales como el de corte en V, cuadrada y trapezoidal.	Muy amplio	Regular. Para mejores resultados se requiere de la calibración.	Se utilizan principalmente para la medición de grandes flujos de agua (tal como en la irrigación), drenaje industrial. Generalmente se construyen en el lugar de su aplicación.
Medidores de área variable			
Rotámetros: se utiliza un flotador de sección transversal creciente hacia arriba y provisto de ranuras inclinadas para inducir la rotación y centrar el flotador en el tubo vertical que sirve de guía. El flujo ascendente provoca que el flotador busque su altura de equilibrio y sea proporcional al flujo. El flotador cambia su posición dentro del tubo proporcionalmente al flujo.	Diámetros de 1/2 a 4 pulgs. (de alta capacidad : 2-12 pulgs)	0,5 - 2%	Se usan los rotámetros de lectura visual en que la posición del flotador se indica en una escala exterior o por transmisión eléctrica. Los flotadores pueden ser afectados por la viscosidad. Los rotámetros de alta capacidad pueden operar con fluidos de alta presión, y reportan lecturas consistentes.

Como se ha señalado, la selección del medidor de flujo depende de factores tales como: el costo, la precisión, la necesidad de calibración y la facilidad de instalación y mantenimiento.

Para el banco de Pruebas para turbinas hidráulicas (BPTH) proyectado por la empresa, se pueden considerar alguno de los siguientes medidores de flujo:

- Placa de Orificio.
- Tubo Venturi.
- Rotámetro.
- Vertedero.

Considerando los criterios para la selección del medidor de flujo, en la práctica no debe elegirse el Vertedero porque presenta las siguientes limitaciones:

- La medición no es lineal.

- Requiere mayores costos de construcción, instalación y mantenimiento.
- Es limitado para trabajar con fluidos con sólidos en suspensión.
- Requiere estrictos procedimientos para una alta calidad de calibración.

Según los criterios señalados para la selección del medidor de flujo, particularmente para el Banco de pruebas proyectado no debe elegirse la Placa de Orificio debido fundamentalmente a los siguientes factores:

- Produce una pérdida de carga elevada de la presión diferencial debida a la expansión incontrolada aguas abajo de la placa de orificio.
- Requiere un excelente acabado de los bordes para mejorar el coeficiente de estabilidad.
- Mayores costos de instalación y espacio porque para el montaje de la Placa de orificio, debe colocarse una sección recta de tubería con longitud de al menos 12 veces el diámetro de tubería aguas arriba.
- Requiere una mayor cantidad de tubería instalada para mantener condiciones favorables de flujo.
- Mayores problemas de alineamiento con la tubería acoplada.

Por estas razones están descartados el Vertedero y la Placas de Orificio de la selección del medidor de flujo que integraría el Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas.

De acuerdo a la información técnica suministrada por las tabla#1 y #2, tenemos que entre los diversos elementos de medición de flujo, el Rotámetro representa una adecuada selección por ser un medidor de flujo que ofrece las siguientes ventajas:

- ✓ El Rotámetro genera señales lineales; es decir salidas directamente proporcional al flujo.
- ✓ En el Rotámetro el flujo puede medirse con precisión hasta aproximadamente un rango de cobertura de 10:1.
- ✓ El Rotámetro tiene una exactitud de 0,5 a 2% de la escala completa.

- ✓ Su precisión es del orden de 2% de toda la escala cuando esta sin calibrar y de 1% con calibración.
- ✓ El Rotámetro presenta una pérdida de presión fija y costos medios.

Las referencias técnicas del Rotámetro señaladas anteriormente, son válidas pero no son suficientes para plantear su instalación en el caso del Banco de Pruebas proyectado.

El Rotámetro presenta limitaciones significativas tales como:

- Es limitado al manejar fluidos con materiales suspendidos porque produce lecturas erráticas.
- Los Rotámetros se emplean para medir pequeños caudales; por tanto se requieren hacer cálculos especiales para instalar más de un instrumento para lograr el máximo caudal ($0,4 \text{ m}^3/\text{s}$) registrado para el banco de pruebas.
- Mayores costos porque la tubería proyectada de 12 " de diámetro exigiría la aplicación de un Rotámetro de alta capacidad y tamaño para que se ajuste al mayor flujo esperado .
- Los flotadores pueden ser afectados por fluidos muy viscosos
- Los materiales del tubo y del flotador deben satisfacer las condiciones de presión, temperatura y resistencia a la corrosión.
- Presenta tendencia al envejecimiento y desgaste en los elementos del sistema de movimiento y transmisión eléctrica.
- Requiere una calibración y configuración especial para las conexiones y ubicación de las tomas del medidor de caudal.

Tomando en cuenta los criterios de la guía de selección y las características de diseño de los medidores de flujo, para la función que efectuaría el instrumento

de medición de caudal en el Banco de Pruebas para turbinas Hidráulicas, se considera que el Tubo Venturi ofrece aceptables ventajas comparativas, tales como:

- En el Tubo Venturi la pérdida de carga total es baja.
- Permite la medición de caudales 60% superiores a los de la placa de orificio en las mismas condiciones de servicio y con una pérdida de carga de sólo 5% a 20% de la presión diferencial.
- Posee una gran precisión.
- El Tubo Venturi tiene una exactitud de 1/4 a 3 % de la escala completa.
- Permite el paso de fluidos con un porcentaje alto de sólidos en suspensión.
- Ofrecen la característica de autolimpieza debido a sus suaves contornos internos lisos.
- La forma hidráulica del Tubo Venturi presta mayor confiabilidad dimensional y permite menores pérdidas de presión.
- Requiere una menor longitud de tubería recta instalada aguas arriba(5,5 veces el diámetro nominal).
- Las condiciones del régimen de flujo y el rango de caudales de agua que se presentarían en el Banco de pruebas cumplen con las restricciones de diseño del Tubo Venturi.

De acuerdo con los factores de selección, se le atribuye al Tubo Venturi una excelente recuperación de presión lo que conlleva a un ahorro en los costos de energía, entonces puede justificarse su uso en ciertas aplicaciones.

Existen importantes limitaciones para la instalación de un Tubo Venturi:

- La principal limitación del Tubo Venturi es el costo.
- Requiere una disposición de tuberías de gran tamaño porque el Tubo Venturi es pesado y voluminoso.

- Es más difícil la inspección y el mantenimiento debido a su construcción, hay que desconectarlo totalmente del arreglo de tuberías.
- Se deben aplicar procedimientos precisos de alineamiento con el arreglo de tuberías acoplado para no aumentar las pérdidas de presión.
- Se debe controlar las condiciones de operación de tal manera que la velocidad del flujo no sean muy altas (mayor a 6 m/s) porque esto causa abrasión y conllevaría al desgaste de la superficie interna del Tubo Venturi.

Para determinar cual de los medidores de flujo es factible para integrar el banco de pruebas, como primera opción se escogería un Rotámetro, y como segunda opción se seleccionaría un Tubo Venturi.

En función de los rangos de caudal de agua se consultan las tablas de los fabricantes para seleccionar el instrumento determinando sus especificaciones de funcionamiento, tamaño, forma y peso.

5.3.3 Equipos de Medición de Presión

En la configuración de la tubería del Banco de Pruebas existe una sección aguas arriba antes de la sección de transición donde se requiere hacer la selección adecuada de unos instrumentos para medir presión, en base a la ubicación física de un arreglo de puntos o tomas de presión.

Se debe hacer algunas consideraciones de cálculos hidráulicos donde interviene la presión. La altura de carga a la entrada del rotor (H_{ne}) se calcula en función de la velocidad de flujo, el caudal de agua medido dividido entre el área de salida del distribuidor y luego se aplican las ecuaciones correspondientes (Ec.5.5, Ec.5.6 y Ec.5.7).

La altura total de carga a la entrada de la turbina (antes del cambio de sección) se deduce a partir del cálculo de la altura dinámica y la altura estática.

La altura estática es la presión estática entre el peso específico del agua, mientras que la altura dinámica es la energía cinética entre la aceleración de gravedad.

La altura dinámica se puede calcular mediante el caudal entre el área de la tubería (12 pulg de ϕ).

Para hacer el cálculo de la altura estática se debe medir la presión correspondiente en la tubería antes del cambio de sección.

Por haber una distribución de velocidades en la tubería, se recomienda entonces medir tal presión en cuatro puntos de presión (por debajo, por arriba, por los lados) de la tubería.

Para esto debe construirse un pequeño tramo de tubería que permita disponer una especie de anillo piezométrico, el cual permite obtener un promedio de la presión estática en la pared de la tubería.

Entre los elementos más empleados para medir presión en los sistemas hidráulicos se encuentran:

- El manómetro del tipo Tubo de Bourdon.
- Diafragma.
- Fuelle.
- Transductores.

El Manómetro del tipo Tubo de Bourdon, el Diafragma y el Fuelle están clasificados dentro de la gama de elementos primarios elásticos que se deforman proporcionalmente a la presión interna del fluido que contienen.

El Manómetro

El manómetro tipo tubo de Bourdon es un tubo en forma de C o de sección enrollado en espiral que forma un anillo casi completo. La presión hace que el tubo Bourdon tienda a enderezarse, produciendo así el movimiento en el extremo hacia arriba(o hacia abajo para medición de vacío). El movimiento del extremo es transmitido al mecanismo. El mecanismo convierte el movimiento lineal del

extremo del tubo Bourdon en movimiento rotacional que hace que la aguja indique la presión medida.

El manómetro es de extensa aplicación en la industria, los tubos en forma de C se utilizan típicamente para los rangos hasta 800 PSI. Existen manómetros de tubo Bourdon para medir rangos totales de vacíos, compuestos y presión desde 0 -10 PSI. Para rangos mayores de 0-60000 PSI, se utilizan tubos Bourdon en espiral para seguridad.

Los manómetros pueden resistir presiones hasta 30% por encima de su alcance(span) completo sin un cambio en la calibración. La construcción es sencilla pero rígida, en conjunto a su sencillez de funcionamiento, tamaño y robustez. El material empleado normalmente en el tubo Bourdon es de acero inoxidable, bronce y otras aleaciones.

Los manómetros están diseñados para servicio confiable y prolongado bajo condiciones difíciles. Pueden ser usados en el BPTH considerando que el operador deberá observar directamente la lectura de presión en el sitio mismo.

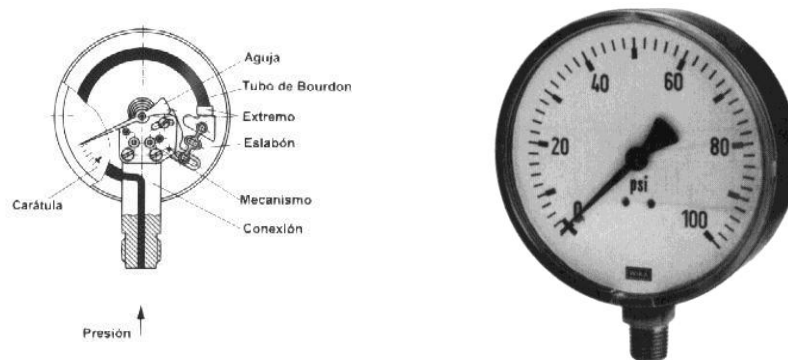


Fig.5.10 Manómetro de tubo Bourdon

El Diafragma

El Diafragma consiste en una serie de cápsulas de diafragmas conectados entre sí por soldadura, de forma que al aplicar presión, cada cápsula se deforma y la suma de los pequeños desplazamientos es amplificada por un juego de palancas. Este elemento se utiliza en aplicaciones de baja presión. El material del diafragma es normalmente níquel o inconel x.

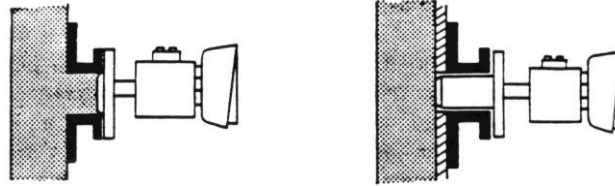


Fig.5.11. El Diafragma

El fuelle

El fuelle es parecido al diafragma, pero de una sola pieza flexible axialmente, y puede dilatarse o contraerse con un desplazamiento considerable. La extensión del fuelle representa la medida de la presión diferencial. Se utiliza tanto para medición de presión como para control en arreglos de instrumentos de balance de movimiento o balance de fuerzas. Se emplean para bajas presiones. El material para el fuelle es usualmente bronce, latón o acero inoxidable.

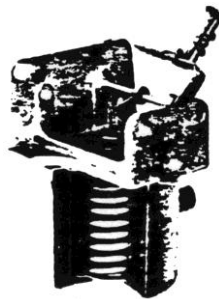


Fig.5.12. El fuelle

Tabla#5.5			
Características generales de Medidores de presión			
Elementos mecánicos			
Medidor de presión	Campo de medida	Precisión en % en toda la escala	Temperatura máxima de servicio
Tubo Bourdon	0,5-60000 PSI	0,5- 1%	90 °C
Diafragma	0,07- 30 PSI	0,5- 1%	90 °C
Fuelle	0,14- 30 PSI	0,5- 1%	90 °C

Transductores y transmisores de presión

Según la Sociedad de Instrumentación de Norteamérica (ISA) un transductor es un dispositivo que recibe energía de un sistema, y suministra energía, ya sea del mismo tipo o de un tipo diferente, a otro sistema.

El transmisor es un instrumento que capta la variable medida a través de un sensor, y la convierten en una señal estándar para su transmisión, la cual es sólo función de la variable medida.

Todos los transductores y transmisores de presión convierten una presión aplicada en una señal eléctrica. Esta señal se envía a medidores digitales de panel, dispositivos de PLC o computadoras que interpretan esta señal eléctrica y la utilizan para mostrar, registrar y/o cambiar la presión en el sistema que se está monitoreando.

Por convención, un transmisor de presión provee una salida en miliamperios (mA) mientras que un transductor de presión provee una salida de voltaje(V).

La señal más común utilizada en aplicaciones industriales es un circuito de corriente de dos (2) alambres y 4-20 miliamperios (mA). Otras señales utilizadas incluyen 1-5 voltios, 0-5 voltios, 0-10 voltios (sistema de 3 alambres), y 0-100 milivoltios (sistema de 4 alambres).

Lo que hacen estos dispositivos convenientes es que la salida, sin tener en cuenta el tipo, es lineal. Esto significa que la salida es directamente proporcional a

la presión aplicada. Por ejemplo, un transmisor con un rango de 0-100 PSI y 4- 20 mA de salida de producir una salida de 4 mA a presión 0 PSI y 20 mA a 100 PSI.

Si el dispositivo que lee esta señal mA es un medidor de tablero programable, puede convertir la señal de 4-20 mA a 0-100 PSI y mostrar la presión en la lectura digital. Como 4-20 mA es consistente, el medidor puede programarse para que muestre cualquiera de las unidades deseadas. El circuito de medidor completa todos los otros cálculos automáticamente.

La precisión de los transmisores se refiere más comúnmente a la desviación porcentual de la salida ideal, perfectamente lineal. La mayoría de los transmisores tienen una desviación lineal menos del 0,25 % sobre el span. En realidad, se introducen errores en la señal de salida por los diversos componentes del transmisor. La cantidad de errores introducida se refiere a la desviación de la recta ideal.

En aplicaciones industriales, la repetibilidad o capacidad para indicar valores idénticos, es más importante que la precisión total de la escala. Los transmisores tienen excelente repetibilidad menos de 0,05% de span para la mayoría de los modelos.

Los transmisores y transductores están diseñados para funcionamiento confiable y por largo tiempo en ambientes industriales difíciles. La mayoría de los modelos tienen construcción de acero inoxidable, y un circuito protegido contra humedad y la vibración, y sometidos a pruebas de calibración para lograr una precisión menor a 0,5% de span.



Fig.5.13 Transmisor y Transductor de presión

5.3.4 Guía para la selección del medidor de presión

Para asegurar la selección del medidor de presión, es importante tener en cuenta los siguientes factores para obtener seguridad y precisión:

1. Composición del fluido
2. Temperatura del fluido
3. Condiciones ambientales
4. Rango de presión
5. Condiciones que afectan el uso del sistema
6. Método de instalación
7. Procedimiento de calibración
8. Precisión requerida
9. Costo inicial

Composición del fluido

Se deben considerar las características del medio medido. Puede ser corrosivo, puede solidificarse a varias temperaturas o puede contener sólidos que dejan depósitos dentro del elemento sensor. La compatibilidad química ayuda a la selección del material adecuado del elemento sensor y de otros accesorios como por ejemplo, los sellos químicos.

Temperatura del fluido

El vapor u otros medios calientes pueden elevar la temperatura de los componentes por encima de los límites seguros de trabajo de las uniones selladas.

Condiciones ambientales

Para elementos sensores se debe tener en cuenta el rango normal de temperatura ambiente, los efectos de la humedad y el clima. Por estas condiciones se requieren elementos de medición dentro de cajas de acero, bronce o plástico.

Rango de presión

Generalmente se selecciona un rango de presión dos veces la presión de trabajo. La presión de trabajo debe limitarse a 75% del rango del elemento de medición de presión.

Condiciones que afectan el uso del sistema

Las aplicaciones donde se mide presión bajo condiciones estáticas, el dispositivo de medición debe estar protegido y soportar vibraciones, pulsaciones severas de presión, golpes de ariete, sobre presiones intempestivas. Estas condiciones pueden afectar seriamente los elementos causando desgaste o rotura y reducción de su vida útil.

Método de instalación

Se dispone de conexiones radiales (LM - montaje inferior) y conexiones posteriores (CBM - montaje posterior central, LBM- montaje posterior inferior) para la mayoría de las tomas de presión. Se dispone de conexiones roscadas estándar NPT. Otros tipos de montajes y de roscas métricas, roscas rectas, lengüetas de manguera, y accesorios específicos.

Procedimiento de calibración

La calibración depende del rango de trabajo de los instrumentos acorde a las necesidades. El objetivo es el ajuste del rango del instrumento al rango de trabajo, simulando mediante equipos de precisión los valores de la variable a medir.

Precisión requerida

La precisión es muy importante, ya que define los límites de los errores cometidos cuando el instrumento se emplea en condiciones normales de operación.

Según los criterios señalados para la selección del medidor de presión, no pueden elegirse el fuelle y el diagrama debido fundamentalmente a que es limitado el rango de presión, desde 0 a 30 PSI. No es suficiente este rango porque la

presión que se medirá en El banco de pruebas proyectado , esta en el orden de 58 PSI. Por tal razón quedan descartados el fuelle y el diafragma.

Tomando en cuenta las características de los medidores de presión, los manómetros son una elección válida para funcionar en el banco de pruebas.

En el mercado están disponibles manómetros que cubren un rango de presión de 0 a 100 PSI que permiten medir las presiones máximas de trabajo en la tubería proyectada por el orden de 58 PSI.

Tienen una precisión de 60,1% a 63/2/3 % de span. Generalmente, mientras más precisos son los manómetros, serán más grandes y más costosos.

Los manómetros tienen un diseño compacto y ofrecen un servicio prolongado y confiable.

Los manómetros secos vienen con una aguja ajustable para la calibración.

Existen importantes limitaciones para la instalación de manómetros:

Los manómetros deben instalarse en la posición hacia arriba.

Por condiciones de operación en la tubería se requiere la construcción física de un arreglo con 4 tomas de presión, entonces sería necesario otros accesorios para las aplicaciones en que el manómetro se monta lateral como horizontal o hacia abajo.

Estos inconvenientes arrojarían más costos para el montaje de los manómetros.

La lectura de presión se efectuaría en el sitio de colocación del manómetro lo cual no es conveniente porque para el banco se estima la instalación de un tablero de lectura de datos. se requiere obtener un promedio de la presión estática y llevar la señal a una instalación remota .

De acuerdo a las referencias técnicas de los transmisores y transductores, se plantea su selección por las ventajas que ofrecen en su instalación para el Banco de Pruebas proyectado.

Los transmisores y transductores están diseñados para cumplir los requisitos de precio y funcionamiento.

Se caracterizan por dar una señal de salida estable que logra obtener una lectura precisa de la presión en el punto de medición. Logran una precisión menor a 0,5% de alcance (span).

Generan señales lineales porque la salida de corriente y voltaje están estandarizadas en una escala directamente proporcional a la presión aplicada.

Presentan mayor confiabilidad en los circuitos de voltaje y de salida de corriente. Los sistemas de cables están protegidos de interferencias electromagnéticas.

Por su diseño compacto dentro de una caja de acero inoxidable, el paquete sensor ofrece un alto rendimiento, excelente resistencia contra la vibración y larga vida útil.

Los transmisores y transductores se suministran con una caja, la conexión del proceso y conexiones codificadas con colores, se usan en control de procesos y para mediciones de presión donde se desea una lectura en un área remota con respecto al punto de medición.

Emplear transmisores y transductores de presión en el BPTH proyectado por la empresa es lo ideal, ya que se adaptan a la estructura del banco de pruebas. Se necesita que la señal se lea en un panel digital en una sala del Laboratorio de Microcentrales que se encuentra alejada de las tuberías del sistema de simulación.

De acuerdo a la información de los modelos de medidores de presión analizados, como primera opción se seleccionarían los transmisores y transductores, y como segunda opción se escogerían los manómetros para las aplicaciones hidráulicas en el banco de pruebas.

Se consultan los catálogos de productos en función de los rangos de presión y otros factores para seleccionar el instrumento medidor de presión con la tecnología adecuada.

5.3.5 Equipos Medidores de Torque y Potencia

Para medir la potencia al eje de la turbina debemos medir el Torque y RPM entregado como se planteo en las secciones anteriores.

Para medir el Torque entregado por la turbina hidráulica, se necesita de un equipo que disipe la energía entregada por la misma.

Los aparatos para medir la energía mecánica (dinamométrico) son de dos tipos:

- Frenos de absorción, los que absorben la energía y la disipan en calor.
- Los que transmiten la energía que se mide.

Estos equipos comúnmente son conocidos como frenos, y en la actualidad las pruebas del par de torsión pueden realizarse con diversos equipos. Estos frenos se clasifican en:

- Freno Prony o freno de bandas
- Freno hidráulico
- Freno Dinamométrico de corrientes parásitas

El freno Prony

Aplica una carga de fricción al árbol propulsor por medio de bloques de madera, una banda flexible u otra superficie fricción. El freno Prony consiste en un tambor vacío fijo al eje de la máquina y de un brazo de palanca fijo a una correa provista de recubrimiento de fricción que pasa alrededor del tambor. El extremo libre del brazo de palanca se encuentra unido a una báscula colgante o descansas en la plataforma de una báscula de banco. La carga se aplica aumentando la tensión de la correa. El par de torsión es la lectura del resorte multiplicada por la longitud del brazo de palanca. El tambor normalmente contiene agua para eliminar el calor desarrollado.

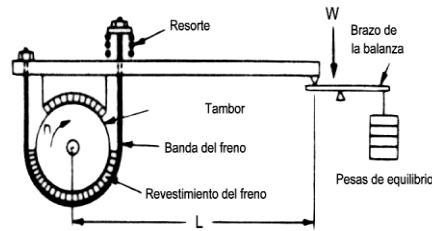


Fig.5.14. Freno Prony

El freno hidráulico

Actúa como una bomba centrífuga para transformar en calor la energía mecánica. La envolvente o cubierta de la bomba está montada sobre cojinetes antifriccionantes de tal modo que puede medirse el momento de giro desarrollado.

El eje del prototipo es acoplado directamente al eje principal transmitiendo la energía a un rotor, que revoluciona dentro de una carcasa y a través de la cual circula agua a manera de suplir la resistencia hidráulica necesaria y simultáneamente para disipar el calor producido por la absorción de la potencia.

El freno Dinamométrico de corrientes parásitas

Es un freno de retraso magnético donde la rotación de un disco metálico en un campo magnético induce en dicho disco corrientes parásitas que se disipan en calor. El ensamble inductor se monta sobre cojinetes para poder medir el Torque. La mayor parte de los ensayos de máquinas y motores modernos se realiza por medio de frenos dinamométricos.

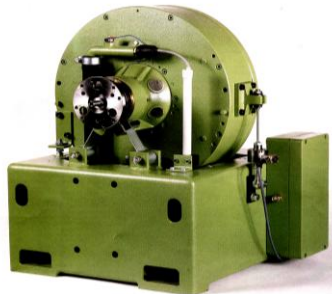


Fig.5.15 Freno dinamométrico de corrientes parásitas

5.3.6 Guía para la selección del Medidor de Torque y Potencia

Tomando en cuenta las características de diseño de los diferentes medidores de Torque y potencia, y la función que efectuaría en el banco de pruebas para turbinas hidráulicas. Los modelos de frenos pueden estar diseñados con un rango de operación que permita absorber las potencias por encima de los 58 KW , que es lo máximo que podría entregar el BPTH proyectado.

Para la selección del medidor de Torque y potencia es importante tener en cuenta los siguientes factores:

- El costo inicial
- La precisión requerida
- La tecnología
- La instalación y el montaje
- La operación y el mantenimiento
- El sistema de enfriamiento.

El freno dinamométrico de corrientes parásitas ofrece importantes ventajas, tales como:

- El freno de corrientes parásitas tiene un funcionamiento automatizado y altamente confiable.
- La medición del Torque se genera con alta linealidad.
- Indicación directa del Torque de freno en la una unidad de control.
- Posee dispositivos de control que pueden registrar las RPM del eje y por lo general entrega mediciones directas de Torque y de Potencia.
- Están especialmente diseñados para ensayar equipos rotativos de todos los tipos sobre un amplio rango de potencia.
- Amplio rango de operación con altos Torques a bajas velocidades de giro y bajos Torques a carga mínima.

- A un freno dinamométrico de poco tamaño puede acoplarse un prototipo con alta potencia a bajas velocidades, y correspondientemente a baja potencia a altas velocidades.
- Puede operar en ambas direcciones de rotación sin ninguna reducción de funcionamiento.
- Buen control de las características incluso a bajos Torques.
- Tienen operación libre de vibraciones y bajo nivel de ruido sobre todo el rango de velocidades.
- No hay influencia en la operación debido a cambios de presión en el suministro del agua de enfriamiento.

El freno dinamométrico de corrientes parásitas presenta significativas limitaciones, tales como:

- El freno dinamométrico es de un costo elevado.
- El freno dinamométrico posee una tecnología avanzada y sofisticada que requiere un especial cuidado en la operación y el mantenimiento.
- El freno dinamométrico requiere de una alimentación eléctrica con una potencia de entrada igual o mayor que la que el freno disipa.
- El freno dinamométrico requiere la instalación y montaje en una base con soportes especiales.
- El freno dinamométrico requiere el diseño de un sistema de enfriamiento lo cual representa un incremento de los costos.

El freno Prony ofrece las siguientes ventajas:

- El freno Prony es de bajo costo,
- Esta integrado por pocos componentes y partes mecánicas.
- Requiere poco mantenimiento.

El freno Prony tiene algunas desventajas tales como:

- La tecnología se considera obsoleta.
- El freno Prony requiere un excesivo consumo de agua refrigerante para disipar el calor generado en el tambor para evitar su rotura y el desgaste de las bandas.
- Las mediciones en el freno Prony hay que hacerlas paso a paso, y no miden las RPM.
- presenta dificultades en lo que respecta a su ajuste y al mantenimiento de una carga específica.
- Es un instrumento de baja precisión por lo que requiere cuidado para estimar las medidas de Torque y potencia obtenidas.

La medición del Torque y la potencia son parámetros fundamentales en el proceso de ensayos de turbinas dentro del banco de pruebas. El equipo de medición debe cumplir con las necesidades básicas de precisión y seguridad.

Para la selección del medidor de Torque y potencia se debe considerar si se dispone de capital suficiente para hacer la inversión en un medidor de Torque y potencia que sea confiable y con la tecnología adecuada.

Por estas razones está descartado el Freno Prony, el cual es sería comparativamente de bajo costo; pero no ofrece las características para el monitoreo y control de las variables del proceso dentro del banco de pruebas.

De acuerdo a la información técnica suministrada se recomienda la selección de un Freno Dinamométrico de corrientes parásitas. El Freno dinamométrico dispone de una celda de carga para medir el Torque.

5.3.7 Equipos medidores de Velocidad rotacional

Entre los equipos de medición de velocidad de giro se encuentra el tacómetro, que proporciona una medición directa de la velocidad rotacional en revoluciones por minuto.

Existen dos clasificaciones generales de tacómetros mecánicos y eléctricos.

Los tacómetros mecánicos pueden clasificarse en tres grupos:

- Contador de revoluciones con periodo de tiempo regulado.
- Tacómetro para medición de la velocidad instantánea por medio de la fuerza centrífuga.
- Tacómetro de resonancia

Los tacómetro eléctricos pueden clasificarse en:

- Tacómetro del tipo arrastre o de corriente parásita
- Tacómetro de corriente directa
- Tacómetro de corriente alterna

Existen otros tipos de tacómetros tales como:

- Tacómetros sin contacto
- Tacómetros del tipo frecuencia
- Tacómetros del tipo ignición
- Tacómetros estroboscopios

Las diferencias básicas radican en los principios de operación de los mecanismos ya sea formado por una pieza o por varias. La mayoría de los tacómetros disponibles en el mercado pueden medir las velocidades rotacionales y tienen un amplio rango de operación de hasta 20000 rpm.

5.3.8 Guía para la selección del medidor de velocidad rotacional

Considerando las especificaciones del freno seleccionado, el mismo puede disponer del dispositivo de medición de velocidad rotacional incorporado en su estructura. Algunos frenos a parte de medir Torque pueden medir también la velocidad de rotación.

El freno dinamométrico de corrientes parásitas presenta esta ventaja práctica. El medidor de rpm opera con un transductor de pulso el cual detecta los pulsos sobre un disco montado en una brida acoplada al elemento giratorio. La señal de velocidad es convertida en una señal de voltaje. Este voltaje es usado para la indicación digital de la velocidad y el control de la velocidad por medio de la unidad de control integrada al freno .



Fig. 5.16. Medidor de Velocidad rotacional

5.4 Análisis de los equipos disponibles en la empresa

Se realizaron actividades de inspección a los equipos que pertenecen al Banco de Pruebas del Laboratorio de Microcentrales, y se logro establecer a grandes rasgos las condiciones en que se encontraban.

Como resultado de la investigación y de la búsqueda de la información técnica respectiva, se elabora un listado de los componentes y equipos ya existentes que inicialmente integran el sistema de instrumentación del Banco de pruebas.

Tabla#5.6			
Listado de componentes iniciales del Sistema de Medición			
#cantidad	Componente	modelo	Fabricante
1	Freno Dinamométrico	Eddy-current dynamometer Type W 130 Kw with control system (serie 2000 D/W)	Schenk Serial N° LWG 1543
1	Tubo Venturi 12" ϕ	BR- 27750-72-61	
1	Torquimetro	MCRT 17-02T (25-3) 25000 Lb-in NON-CONTACT	Himmelstein
1	Módulo programable System 6	6-488 B	Himmelstein
1	Módulo para medición de caudal	6- 138	Himmelstein
1	Módulo para medición de velocidad	6-562 A	Himmelstein

Evaluación del Freno dinamométrico:

En el laboratorio de Microcentrales se dispone de un freno EDDY CURRENT DINAMOMETER SCHENCK TYPE W 130 KW. Mostrado en la siguientes figura:



Fig.5.17 EDDY CURRENT DINAMOMETER SCHENCK TYPE W

Las características generales del Freno EDDY CURRENT DINAMOMETER SCHENCK TYPE W 130 KW son las siguientes:

Mide Potencia, RPM

Potencia máxima que puede medir al eje: 130KW

Rango de velocidad: 120 a 10000 RPM

Torque máximo: 400 N.m

El fabricante exige una operación del mismo dentro del rango de potencia vs RPM mostrado en la siguiente figura.

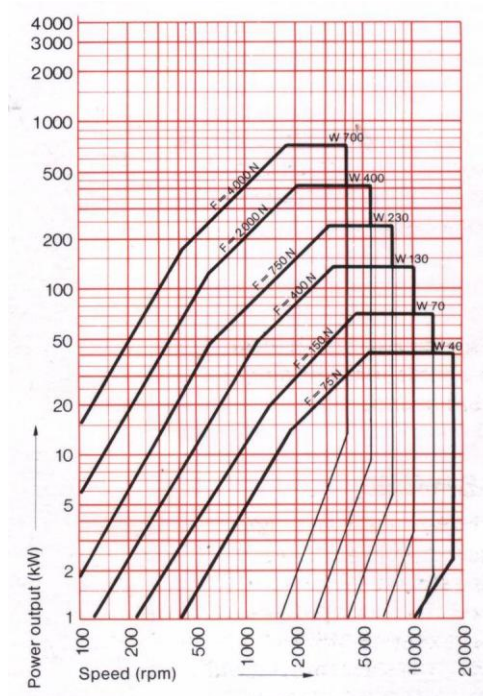


Fig.5.18 Curva de rangos Potencia vs rpm SCHENCK TYPE W .

Este freno es totalmente automatizado, da la lectura directa de la potencia al eje, RPM. Además posee características especiales como la de permitir fijar unas RPM constante durante un ensayo, lo cual es ideal para ensayos de TH.

Entre los requerimientos principales del Freno se encuentra que:

- Debe ser refrigerado por agua previamente tratada.
- Requiere de alimentación eléctrica.

El freno puede absorber y medir una potencia iguales y superiores de la que puede entregar una TH-MB en el BPTH.

Analizando la gráfica presentada se puede observar que este equipo es usado mayormente para trabajar a altas RPM, lo cual es una desventaja para nuestro caso, ya que las TH-MB por lo general giran a bajas RPM (1346 max.).

Por ejemplo para una potencia de 20 KW que se mida en el freno, el mismo exige que se gire el eje a 700 RPM. A 25 KW exige que gire a 800 RPM, con lo cual se concluye que da poca flexibilidad en cuanto a las RPM para potencias grandes.

Como gran limitante se tiene que, al menos que se coloque una caja amplificadora, el freno permitirá poca flexibilidad en cuanto a las RPM . Como solución para poder utilizar el freno existen dos alternativas:

Utilizar una caja amplificadora de velocidad de tal manera que para grandes potencia en el BPTH y bajas alturas (H_{ne}) , se pueda ensayar la TH a bajas RPM sin problemas.

Ensayar la TH siempre a altas RPM, de tal manera que para la potencia entregada por la TH, las RPM deban ser iguales o mayores a las que exige el freno. Para este caso el operador que ensaye la TH debe guiarse forzosamente

por ciertas condiciones hidráulicas, que muchas veces harán que la semejanza Dinámica entre el modelo y el prototipo de TH-MB no se cumpla.

Por razones de costo la primera alternativa es descartada, ya que como se comento, se deberá tratar de usar los equipos existentes, al menos que sea estrictamente necesario.

Como se va a escoger la segunda alternativa, se recomienda un procedimiento para el cálculo de los parámetros recomendados para realizar los ensayos sin operar en mal funcionamiento al freno.

Evaluación del Tubo venturi:

Se dispone de un tubo venturi modelo BR-27750-72-61 . Este se muestra en la siguiente figura:



Fig.5.19 Tubo Venturi.

Entre las características de este equipo están:

$D_i=12$ pulg

$D_g=9$ pulg

Caudal máximo medible = 8500 GPM ($0,54\text{m}^3/\text{s}$)

Caudal mínimo medible = 825 GPM ($0,052\text{m}^3/\text{s}$)

Este equipo se adapta muy bien al rango de caudal a utilizar en el BPTH. Aun que se había descrito en la sección 5.2 que el caudal mínimo sería $0,05\text{m}^3/\text{s}$ sin operar con flujo controlado, de usarse este instrumento al operar con flujo controlado el caudal mínimo de entrada a la TH obligatoriamente debe ser de $0,052\text{m}^3/\text{s}$. Esto sería una pequeña limitante, pero puede ser descartada ya que las pruebas a los modelos de prototipos M-B de EDELCA difícilmente tendrán un caudal menor.

Es recomendable usar este equipo como medidor de caudal. Por sus ventajas descritas en la sección anterior y por razones de costo.

5.5 Selección de los instrumentos y equipos de medición

Por razones de costos, se seleccionaran algunos de los instrumentos que ya dispone la empresa EDELCA, aunque faltan algunos, en este caso se recomendaran algunos componentes:

Para la Medición de Torque y Potencia: Para este propósito se selecciona el freno dinamométrico EDDY CURRENT DINAMOMETER SCHENCK TYPE W 130 que dispone la empresa, el cual se adapta a los requerimientos, aunque presenta la desventaja en cuanto a las RPM explicada en la sección anterior.

Para la Medición de RPM: Para este caso, el freno dinamométrico que dispone la empresa mide las RPM del equipo al cual le mide el Torque, no habiendo necesidad de adquirir otro instrumento para tal fin.

Para la Medición de Caudal: Con el fin de medir caudal se selecciona el tubo Venturi que dispone la empresa, en la sección anterior se recalco lo muy bien que se adapta este equipo al BPTH proyectado, y por disponerlo la empresa, lógicamente se lleva a su elección. El dispositivo que tomara los datos de la

medición del tubo Venturi será un transductor diferencial de presión, que enviará la señal a un display en un sitio remoto (ver capítulo 7.4).

Para la Medición de Presión: La medición de presión se hará a través de un anillo piezométrico, que se debe construir en la tubería, en este caso los dispositivos medidores de presión que se van a alojar en el anillo piezométrico, serán transductores, ya que es necesario la lectura remota de estas variables para tener un buen control sobre los ensayos en el BPTH. La elección de los transductores se explica en el capítulo 7.

CAPITULO VI: Descripción de los equipos e instrumentos

6.1 Descripción de Infraestructura y Equipos del Banco de Pruebas

El Banco de Pruebas para Turbinas Hidráulicas (BPTH) se va a instalar en el Laboratorio de Microcentrales.

El conjunto de equipos que integran este Banco de Pruebas se ha dividido en cuatro partes fundamentales con el fin de facilitar su estudio:

El sistema Turbina- Freno Dinamométrico.

El sistema de Instrumentos de Medición.

El conjunto de Tuberías, Bombas, Bastidores, soportes, etc.

Motores, tableros eléctricos.

Sistemas Auxiliares, Enfriamiento, etc.

El sistema Turbina- Freno Dinamométrico va a estar integrado por el prototipo (modelo de turbina a ensayar) y el freno dinamométrico seleccionado.

El sistema de Instrumentos de Medición lo conforman todos aquellos dispositivos que permitan la lectura de los parámetros del proceso.

El conjunto de tuberías y bombas son los elementos del sistema de simulación de las condiciones hidráulicas (carga y caudal de flujo) que requiere el banco de pruebas.

Los tableros eléctricos deben tener la capacidad de voltaje que permita proveer la energía eléctrica necesaria para las operaciones del banco de pruebas. Se debe garantizar la alimentación de los motores, el variador de frecuencia, el freno.

Los sistemas auxiliares permiten el correcto funcionamiento de los equipos de propósitos generales, tales como el sistema de protección de los motores integrado por los arrancadores, interruptores, etc., el sistema de Enfriamiento del freno que esta integrado principalmente por un recipiente de agua tratada, de una bomba y la tubería.

6.1.1.- Descripción del Freno Dinamométrico

El Freno Dinamométrico seleccionado es el denominado como EDDY CURRENT DYNAMOMETER SCHENCK TYPE W 130 KW. Este tipo de freno esta diseñado para ensayar equipos rotativos o prototipos de diferentes potencias y velocidades.



Fig. 6.1 Freno Dinamométrico de corrientes parásitas

Tabla#6.1 Especificación técnica Schenck Freno Dinamométrico de Corrientes de Eddy									
Tamaño	Eje ϕ (mm)	Rotor ϕ (mm)	Torque (N.m)	Velocidad max. (RPM)	Potencia (KW)	Peso admisible de partes coneción Kg a rpm max	Tamaño de acople de eje	Momento de inercia kg (m ²)	Peso neto (Kg)
W 130	40	380	400	10000	130	2	III	0,14	270

Naturaleza de las Corrientes de Eddy o Corrientes de Foucault

El termino “**eddy currents**” o “**corrientes de eddy**” es aplicado a aquellas corrientes eléctricas, las cuales circulan dentro de una masa de material conductor o núcleo ferromagnético, cuando este último está situado en un campo magnético variable en el tiempo.

El material conductor puede ser considerado como constituido por un gran número de líneas conductoras bien próximas entre sí, cada una de las cuales se comporta como el embobinado del corto circuito de un transformador en el cual el campo magnético variable es el flujo de trabajo.

Un voltaje o las f.e.m de eddy son inducidas en estas líneas conductoras elementales, por la variación del campo magnético causando un incremento de las corrientes de eddy.

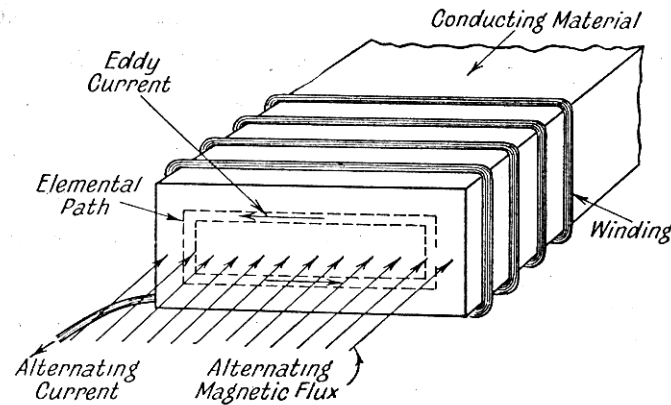


Fig.6.2.a Inducción de las Corrientes de Eddy

Efectos de Las Corrientes de Eddy

Las corrientes de eddy resultan ser una pérdida de potencia con el consecuente calentamiento del material, y la magnitud de esta pérdida de potencia es un tema de considerable importancia en Ingeniería Eléctrica.

Las corrientes de eddy desde que ellas fluyen en las líneas conductoras elementales dentro del material (usualmente ferromagnético) tienen un campo magnético axial propio el cual está en oposición al campo magnético de inducción, y por ello se reduce su intensidad.

La reducción de la intensidad del campo magnético es muy grande en el centro del núcleo a causa de las corrientes de eddy que circulan en todas las líneas conductoras elementales desde el centro del material hasta la superficie externa, allí son efectivas produciendo el campo magnético opuesto.

Esto tiene como efecto una distribución de flujo la cual no es uniforme, la densidad de flujo en las partes exteriores del material conductor se hacen más grande que aquellas que están en su centro, mientras es pasado por las corrientes de eddy.

El efecto de las corrientes de eddy sobre la distribución de flujo es de mucha importancia en transformadores y otros aparatos donde es usado el núcleo de hierro, el cual sería trabajado de diferentes maneras en una densidad de flujo uniforme.

La distribución de flujo no solo es afectada por las corrientes de eddy en tales núcleos de hierro, también lo es su magnitud.

El calor producido es proporcional al cuadrado de la densidad de flujo creada por la corriente en la bobina de inducción debido a las pérdidas por corrientes de foucault para un ajuste determinado del núcleo de hierro.

El calor producido es solamente función de la densidad de flujo y no de la corriente.

La alimentación de corriente eléctrica $i(t)$ actúa en la bobina y produce un campo magnético $B(t)$. La corriente varía en función del tiempo, entra por el conductor y genera un campo magnético que varía en función del tiempo.

Este fenómeno está definido por la Ley de Ampere.

Puede ser expresada para el caso de una bobina como sigue:

(Ec. 6.1) Ley de Ampere $\oint \vec{B}(t) \cdot d\vec{l} = n \cdot i(t)$

Cuando Un campo magnético B es variable en función del tiempo se producen tensiones inducidas lo cual está determinado por la Ley de Faraday.

(Ec.6.2) Ley de Faraday
$$\oint \vec{E} \cdot d\vec{l} = \frac{d}{dt} \Phi_B$$

Se crea un campo eléctrico que varía en el tiempo y existe un flujo magnético (Φ_B) que varía en el tiempo. En consecuencia se generan tensiones inducidas que rodean al flujo magnético esta relación se expresa como una integral línea o de superficie.

Tenemos un campo eléctrico \vec{E} que está bordeando al conductor. El campo eléctrico (E) por longitud (L) es igual a tensión(e) o voltaje inducido. Por tanto La Ley de Faraday se puede expresar:

(Ec. 6.3)
$$e = -\frac{d}{dt} \Phi_B = \text{tensión. (voltios)}$$

Tenemos entonces un voltaje inducido que rodea al flujo en el conductor, dichas tensiones inducidas van a producir unas corrientes (J) conocidas como “corrientes de eddy”, “corrientes de Foucault” o “corrientes parásitas”.

Para que existan las corrientes de eddy, el material del núcleo debe ser de estructura magnética.

De la Ley de Faraday vemos que los campos magnéticos deben ser variables en el tiempo para dar lugar a que se generen los campos eléctricos.

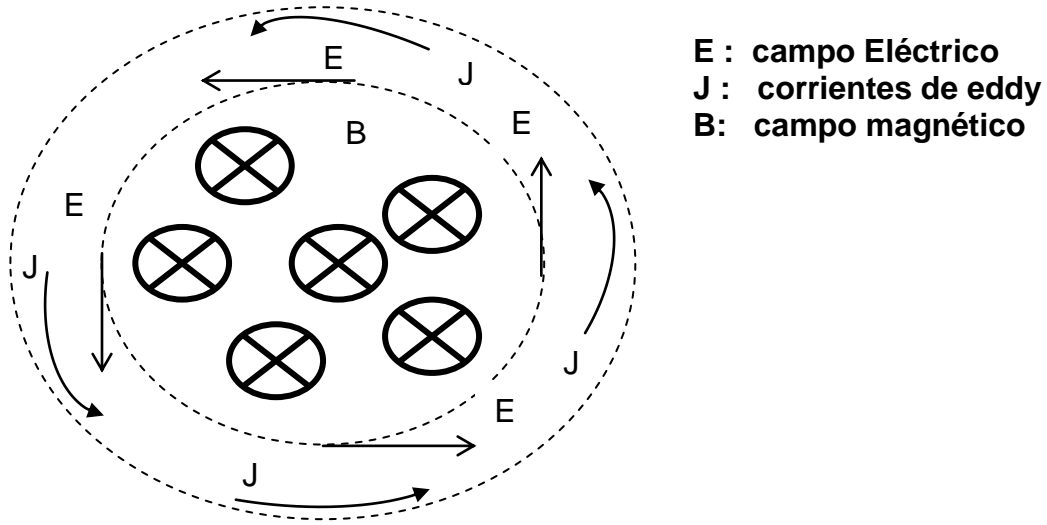
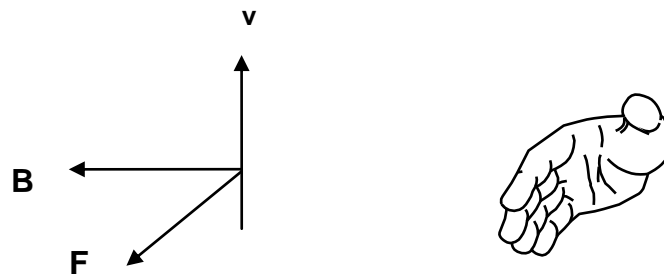


Fig.6.2b Corrientes de Eddy que circulan por el conductor

Fig. 6.2c Regla de la mano derecha para determinar la ley de la fuerza(Lorentz) $F = q.v \times B$



Si se tienen las corrientes de eddy (J) circulando en el material conductor, y se tiene un campo magnético (B). Se puede obtener la expresión de la magnitud de la fuerza (F) en términos del producto vectorial ($J \times B$). La dirección de la fuerza siempre es perpendicular tanto a la dirección del movimiento de las partículas cargadas(J) como a la del campo magnético (B). Este caso se determina mediante la regla de la mano derecha.

La magnitud de (F) representa las fuerzas mecánicas y esta determinada por la Ley de la Fuerza o Ley de Lorentz.

(Ec. 6.4) Ley de la Fuerza o Ley de Lorentz $F = J \times B$ $\frac{N}{m^3}$

La Ec. 6.4 es una expresión de densidad de fuerza para corrientes que circulan en materiales conductores.

Donde:

$J : \text{densidad.de.corriente} \left[\frac{\text{amp}}{m^2} \right]$

$B : \text{campo.magnético..(Teslas)} \left[\frac{N.seg}{c.m} \right]$

Basándose en este principio se producen las fuerzas y pares en los sistemas de campos magnéticos.

En el caso de un disco que está girando, si se le suministra corriente directa la cual produce un campo magnético. Se logra a su vez producir una fuerza F contraria al movimiento del disco el cual está acoplado a un eje. Si dicha fuerza la multiplicamos por el brazo de momento(radio), obtenemos un Torque o Par de Freno.

(Ec.6.5) Torque o Par de Freno $T = F \times \text{brazo}$ $N.m$

La pérdida de potencia que causan las corrientes de eddy se disipa en forma de calor en el núcleo. La pérdida por corrientes de eddy aumentan con el cuadrado de la frecuencia de la variación de flujo, y también con el cuadrado de la densidad máxima de flujo.

Diseño del Freno Dinamométrico Eddy Current Schenk W130

En el banco de pruebas para turbinas hidráulicas se dispone de un Freno dinamométrico de corrientes de eddy modelo Schenk W130 (ver figuras. 4). El sistema de freno tiene un disco que rota y absorbe la energía mecánica del eje rotor directamente acoplado al prototipo de prueba.

La energía mecánica es convertida en energía eléctrica (corrientes de eddy) y luego en calor. El calor producido es disipado por un sistema de agua de enfriamiento.

El agua de enfriamiento no contribuye con el procedimiento de frenado ni con la absorción de potencia.

El Freno dinamométrico está constituido básicamente en cuatro partes

Carcasa del freno dinamométrico

2. Estructura de la máquina
3. Sistema de medición de fuerzas
4. Unidad de control electrónica (serie 2000 D/W)

La Carcasa del freno esta sostenida y acoplada sobre la estructura de la máquina.

La estructura de máquina aloja las líneas de suministros.

La unidad de control incorpora el equipo eléctrico requerido para el control y el ajuste.

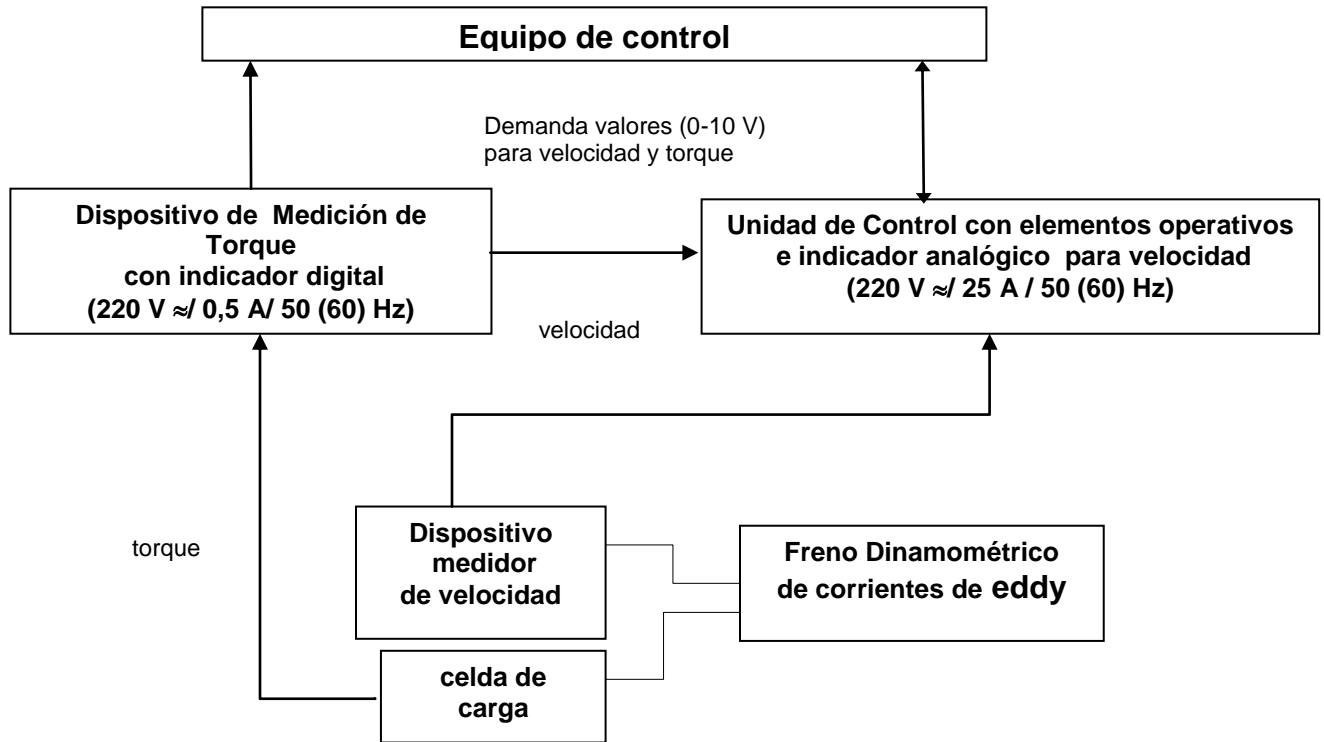
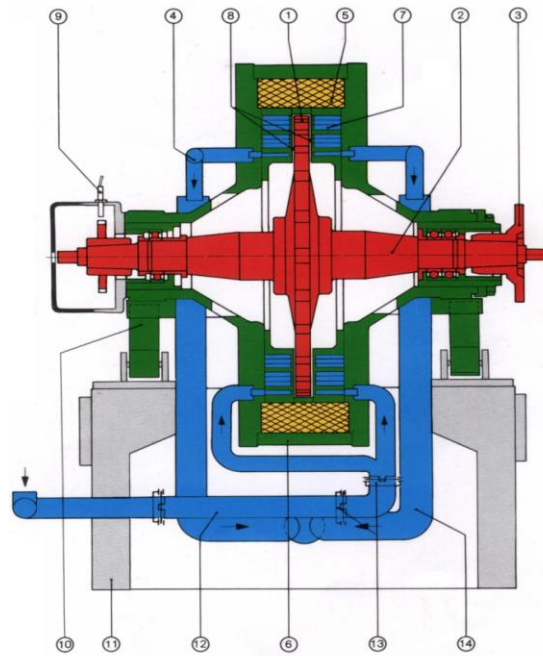


Fig. 6.3.a Diagrama esquemático extendido del Freno

Principios de Operación del Freno Dinamométrico

El conjunto rotor está incorporado en una carcasa (6) la cual está sostenida en una montura soporte flexible(10). Este conjunto esta constituido de dos medios arboles (2) y una rueda o disco dentado(1). La carcasa también contiene la bobina de inducción de corrientes eléctricas (5) y un intercambiador de calor de agua fría(7).

Cuando la corriente directa fluye a través de la bobina de inducción, un campo magnético es inducido. Si el disco está rotando entre las cámaras fijas de enfriamiento dentro del campo magnético producido en la dirección de la rotación, en este campo el flujo magnético cambia y las corrientes de eddy son inducidas en las paredes terminales de las cámaras de enfriamiento.



- | | |
|--|----------------------------------|
| 1) Rotor | 8) Brecha por donde circula aire |
| 2) Eje del Rotor | 9) Medidor de velocidad |
| 3) Brida de acople | 10) Soporte flexible |
| 4) Salida de agua hacia el termostato | 11) Base |
| 5) Bobina de inducción de corrientes parásitas | 12) Entrada de agua |
| 6) Caracasa del dinamómetro | 13) Acoplamiento |
| 7) Intercambiador de calor | 14) Tubería de salida de agua |

Fig. 6.3b Partes del Freno Dinamométrico

Estas corrientes de eddy generan un campo magnético opuesto y se desacelera el disco y con ello el rotor.

La energía mecánica absorbida es convertida por las corrientes de eddy en calor y es disipado por el agua de enfriamiento.

El torque de frenado es transferido por la vía del cuerpo acoplado a la barra pivote de flexión y articulada a la celda de carga del equipo de medición de fuerzas.

La carga del freno dinamométrico es regulada al cambiar la corriente de excitación.

El Sistema de Enfriamiento

La potencia absorbida por el freno dinamométrico de corrientes de eddy es convertida en calor, y es disipada por el agua de enfriamiento.

Los switches de control de flujo y termostatos protegen al freno dinamométrico contra el sobrecalentamiento.

En caso de insuficiente agua automáticamente se detiene la prueba, y la corriente de excitación del freno dinamométrico es suspendida.

Sistema de Medición de Torque

El torque es transmitido desde la carcasa del rotor del dinamómetro hacia una palanca que tensa y comprime el transductor de fuerza de el equipo de medición de fuerza. Para la medición del torque es usada una celda de carga eléctrica de alta precisión. La unidad para medición de torque requiere un voltaje de alimentación o voltaje conectado de 220 V, una frecuencia de 50 (60) Hz, un consumo de corriente de 0,5 Amp. Garantiza un límite de error de 0,4 % .

Ventajas del dispositivo de medición de torque:

Medición de fuerza con prácticamente no desplazamiento ni desgaste

Alta linealidad.

Fácil ajuste por medio de potenciómetros integrales.

Indicación directa del torque en la unidad de control.

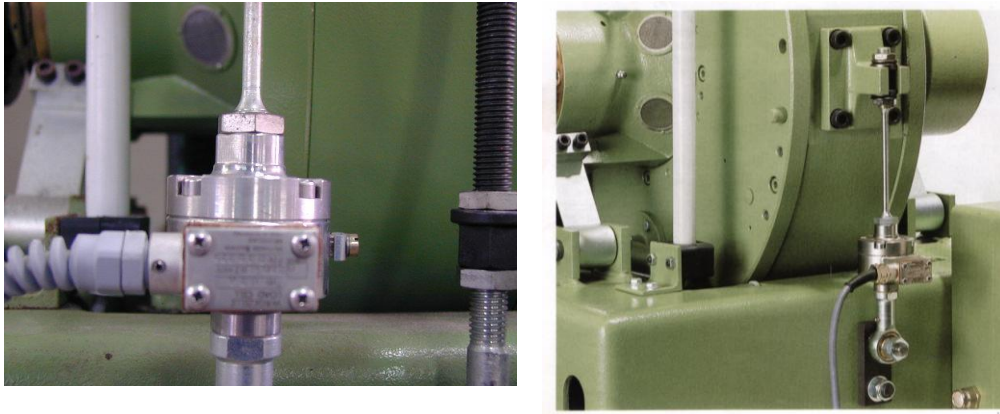


Fig. 6.4. Celda de carga para medición de Torque

Sistema de Medición de Velocidad de Rotación

El equipo de medición de velocidad usado como estándar opera con un transductor de pulsos de contacto, el cual detecta los pulsos sobre un disco dentado montado sobre la brida de acoplamiento. La velocidad es digitalmente indicada sobre la unidad de control con alta apreciación (1RPM). En este modelo, el tiempo de respuesta de la señal de medición es muy bajo, contribuyendo así a una alta calidad en el control del equipo.

Ventajas del dispositivo de medición de velocidad de rotación:

Alta apreciación (1RPM).

Medición por contacto.

Indicación digital de la velocidad.

Bajo tiempo de respuesta.

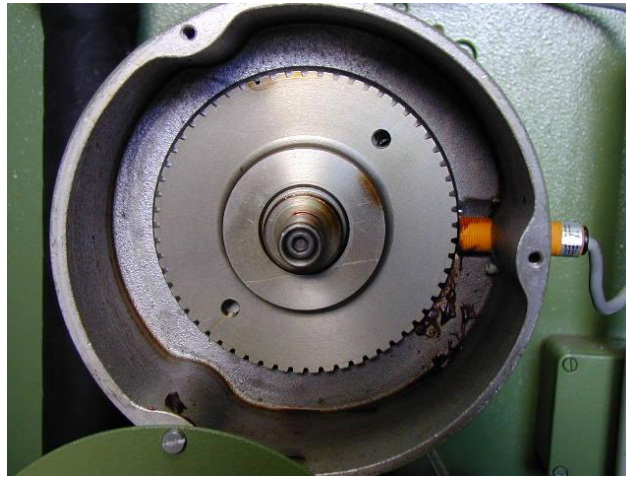


Fig. 6.5 Sistema de medición de la Velocidad de Rotación

La Unidad de Control

El modelo básico de Unidad de Control electrónica SERIE 2000 D/W permite la operación y la regulación del Freno dinamómetro. La Unidad esta integrada por dos sistemas procesadores y de reguladores para el torque y la velocidad.

Tabla#6.2 Especificación técnica Unidad de control	
Voltaje de alimentación	220 V
Frecuencia	50 (60) Hz
Consumo de Corriente	25 AMP
Precisión del indicador de velocidad	1.5 %
Desviación de control de velocidad (con operación a n= const.) modo n.	Tipo 610
Desviación de control corriente de excitación (operación modo M)	Tipo 61

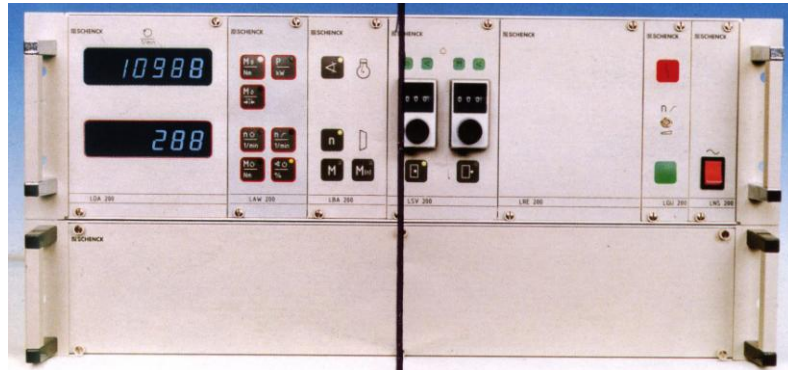


Fig.6.6 Unidad de control

Selección de Modos de operación:

- Modo de operación "<" posición controlada
- Modo de operación "n" velocidad constante
- Modo de operación " $M_{(n)}$ " regulación de característica lineal o cuadrática
- Modo de operación "M" torque constante

6.2 Sistemas Auxiliares de los Instrumentos de Medición

6.2.1 Transductores y sensores de presión

Los elementos electromecánicos de presión utilizan un elemento mecánico elástico combinado con un transductor eléctrico que genera la señal eléctrica correspondiente. El elemento mecánico consiste en un tubo Bourdon, espiral, hélice, diafragma, fuelle o una combinación de los mismos que, a través de un sistema de palancas convierte la presión en una fuerza o en un desplazamiento mecánico.

Los elementos electromecánicos de presión se clasifican según el principio de funcionamiento en los siguientes tipos:

Transmisores eléctricos de equilibrio de fuerzas.

Resistivos.

Magnéticos.

Capacitivos.

Extensiométricos.

Piezoeléctricos.

Transmisores eléctricos de equilibrio de fuerzas: Consisten en su forma mas sencilla en una barra rígida apoyada en un punto sobre la que actúan dos fuerzas en equilibrio: La fuerza ejercida por el elemento mecánico de medición (tubo Bourdon, espiral, fuelle, etc.) y la fuerza electromagnética de una unidad magnética.

El desequilibrio entre estas dos fuerzas da lugar a una variación de la posición relativa de la barra, excitando un transductor de desplazamiento tal como un detector de inductancia, un transductor diferencial o bien un detector fotoeléctrico.

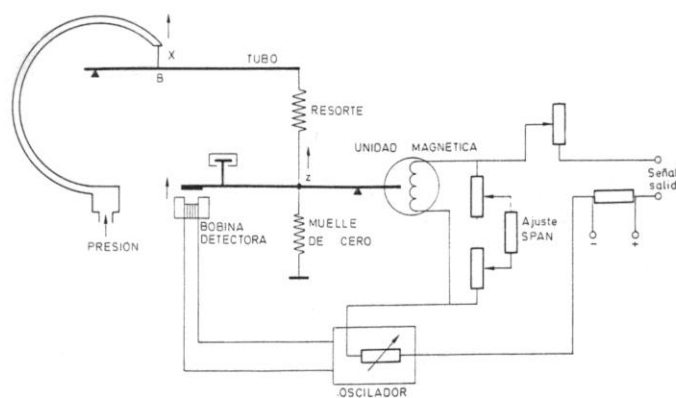


Fig.6.7.a. transmisor eléctrico (detector fotoeléctrico)

Transductores resistivos: Constituyen sin duda uno de los transductores eléctricos más sencillos. Consisten en un elemento elástico (tubo Bourdon o cápsula) que varía la resistencia óhmica de un potenciómetro en función de la presión.

Los transductores resistivos son simples y su señal de salida es bastante potente como para proporcionar una corriente de salida suficiente para el funcionamiento de los instrumentos de indicación sin necesidad de amplificación. Sin embargo, son insensibles a pequeños movimientos del contacto del cursor, muy sensibles a vibraciones y presentan una estabilidad pobre en el tiempo.

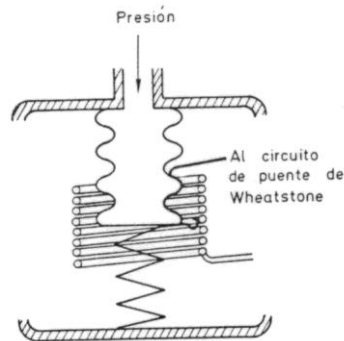


Fig.6.7b transductor resistivo

Transductores magnéticos de presión: Se clasifican en dos grupos según el principio de funcionamiento.

Transductores de inductancia variable: Este tipo consiste en el desplazamiento de un núcleo móvil dentro de una bobina aumenta la inductancia de ésta en forma casi proporcional a la porción metálica del núcleo contenida dentro de la bobina.

El devanado de la bobina se alimenta con una corriente alterna y la f.e.m. de autoinducción generada se opone a la f.e.m. de alimentación, de tal modo que al ir penetrando el núcleo móvil dentro de la bobina la corriente presente en el circuito se va reduciendo por aumentar la f.e.m. de autoinducción.

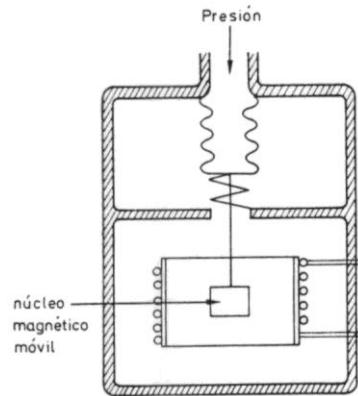


Fig. 6.7c Transductor de inductancia variable

Transductores de reluctancia variable: Consisten en un imán permanente o un electroimán que crea un campo magnético dentro el cual se mueve una armadura de material magnético.

El circuito magnético se alimenta con una fuerza magnetomotriz constante con lo cual al cambiar la posición de la armadura varía la reluctancia y por lo tanto el flujo magnético. Esta variación del flujo da lugar a una corriente inducida en la bobina que es por tanto proporcional al grado de desplazamiento de la armadura móvil.

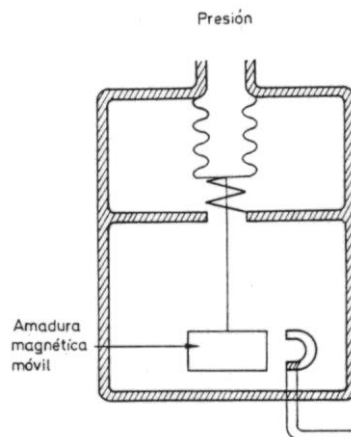


Fig. 6.7d Transductor de reluctancia variable

Transductores Capacitivos: Se basan en la variación de capacidad que produce en un condensador al desplazarse una de sus placas por la aplicación de presión. La placa móvil tiene forma de diafragma y se encuentra situada entre dos placas fijas. De este modo se tienen dos condensadores uno de capacidad fija o de

referencia y el otro de capacidad variable, que pueden compararse en circuitos oscilantes o bien en circuitos de puente de Wheatstone alimentados con corriente alterna.

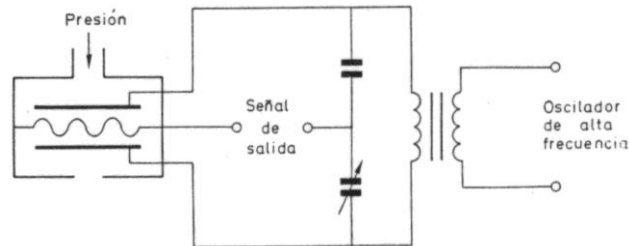


Fig. 6.7.e transductor capacitivo

Galga extensométricas Strain Gage: Se basan en la variación de longitud y de diámetro, y por lo tanto de resistencia, que tiene lugar cuando un hilo de resistencia se encuentra sometido a una tensión mecánica por la acción de una presión.

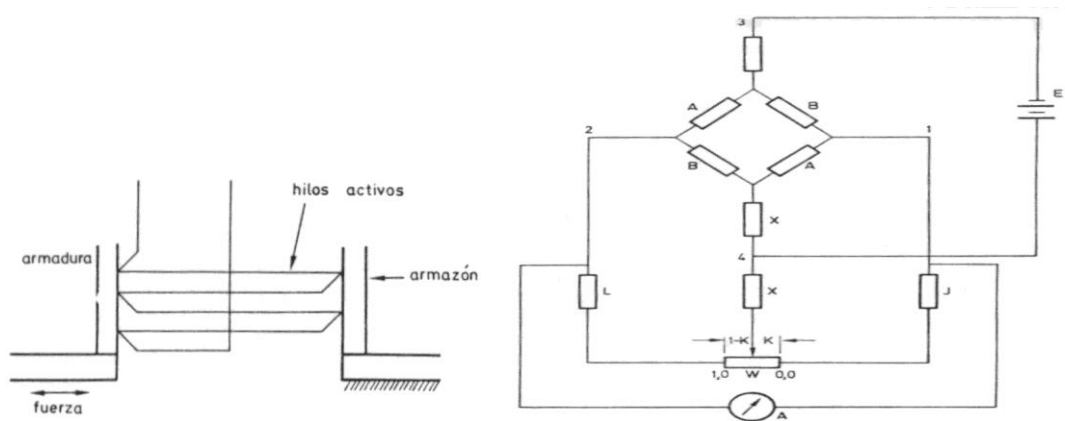


fig. 6.8a y 6.8b Galga extensométrica y puente de wheastone para galga extensométrica

Transductores Piezoeléctricos: Los elementos piezoeléctricos son materiales cristalinos que, al deformarse por la acción de una presión, generan una señal eléctrica. Dos materiales típicos en los transductores piezoeléctricos son el cuarzo

y el titanato de bario, capaces de soportar temperaturas del orden de 150°C en servicio continuo y de 230°C en servicio intermitente.

Son elementos ligeros de pequeño tamaño y construcción robusta. Su señal de respuesta a una variación de presión es lineal y son adecuados para medidas dinámicas, al ser capaces de respuestas frecuenciales de hasta un millón de ciclos por segundo.

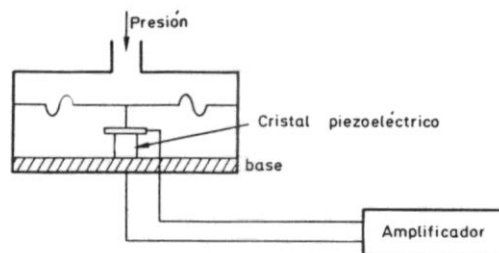


fig. 6.9 Transductor piezoeléctrico

El transductor seleccionado se explica en el capítulo siguiente.

6.3 Elementos auxiliares de los motores eléctricos

6.3.1 Variador de Velocidad

El Variador de Velocidad es un aparato que produce un cambio sustancial en las condiciones eléctricas del motor, lo que obliga a un reajuste de otros parámetros como lo es el de tensión. Teniendo como función la de variar la frecuencia de alimentación al motor, para así conseguir diferentes velocidades.

La tensión y la frecuencia varían siempre en igual proporción: un aumento de frecuencia exige un aumento de tensión y una disminución de frecuencia, reducción de tensión. Si se bajara por ejemplo la frecuencia y no la tensión, la intensidad de corriente aumentaría tanto que podría quemar el motor.

Para variar la velocidad de un motor eléctrico de corriente alterna, por lo general

se recurre a un variador de frecuencia, el cual cambia la frecuencia de la corriente, y por consiguiente cambia la velocidad de rotación. Lo importante es conseguir una modulación senoidal de la corriente que alimenta al motor para que pueda dar el más elevado par nominal.

Siempre lo que se debe hacer es reducir la velocidad nominal del motor, mas no aumentarla, ya que se estaría incurriendo en esfuerzos mayores dentro del motor pudiendo causar graves daños.

La empresa EDELCA dispone de un variador de frecuencia para variar la velocidad del motor uno (M1), este equipo tiene las siguientes características:

- Variador de frecuencia marca ABB , modelo V10547
- Entrada: Voltaje, 380-460 VAC 3 fases $\pm 10\%$; frecuencia, 50/60 Hz $\pm 3\%$; corriente 90 A
- Salida: Voltaje, 0-460 VAC 3 fases $\pm 10\%$; frecuencia, 0-120 Hz $\pm 3\%$.
- Características ambientales:
- Temperatura ambiente para la operación: 0°C..+40°C
- Temperatura de almacenaje: -40°C..+70°C
- Humedad relativa: 95%, no se permite condensación
- Altitud: hasta 3300 pies sobre el nivel del mar, por encima de 3300 pies se reduce la capacidad de carga continua.

Parámetros para la configuración:

Los parámetros para la configuración y operación son hechos por medio de la perilla del grupo selector, tres botones y dos display están localizados sobre la tarjeta interfase de control, ubicada en la puerta del equipo. La posición de la perilla selectora determina el estado de operación de los botones, es decir, al mover la perilla las funciones de los botones cambian. En la figura 6.11b se aprecia la parte posterior de la tarjeta interfase de control.



Fig.6.10a y 6.10b Variador de Velocidad ABB Flowstar

La perilla posiciona las siguientes funciones mostradas en el display:

- Mínima y máxima frecuencia.
- Tiempo de aceleración.
- Límite de corriente.
- Compensación IR.
- Protección de la caja.
- Encendido.

Los parámetros disponibles son clasificados en tres principales grupos:

- Datos de operación (grupo 0).
- Parámetros de los estados de encendido y parada (grupo1).
- Parámetros disponibles en estado de parada solamente (grupos 2 a 8).

Diagnósticos:

El variador de frecuencia ABB FLOWSTAR esta equipado con protección comprensiva y funciones de diagnostico. El panel de control digital incluye, por ejemplo, los siguientes indicaciones:

Sobre corriente.

Bajo Voltaje.

Sobre voltaje.

Temperaturas de falla del equipo, alta y baja.

Corto circuito/ defecto grave.

Signos de referencia (4..20mA).

24V voltaje auxiliar por defecto.

En el momento de una falla, la información sobre el defecto es almacenada en la memoria del equipo. Los códigos de los tres últimos defectos pueden ser leídos fuera de la memoria.

Controles para el manejo del variador :

Las posibilidades para el manejo del ABB FLOWSTAR son extremadamente versátiles. Dependiendo de la aplicación, el manejo de la corriente puede ser controlada de las siguientes formas:

Por medio de los parámetros introducidos por los botones cerca de la unidad (El Control durante el encendido, mantenimiento y en otras situaciones no comunes).

Por medio del suiche selector H/O/A y el manual de velocidad montado en el ABB FLOWSTAR.

Por medio de la estación de control remota, ubicada fuera del ABB FLOWSTAR.

Por medio de el panel de control de usuario .

Desde dos alternativas estaciones de control, el las cuales la primera estación de control puede ser una de las mencionadas alternativas, y la segunda otro panel, PLC o sistema automático de control de procesos.

Tarjetas de control opcionales:

Solo una tarjeta de control opcional a la ves, puede estar montada en la tarjeta interfase de control del ABB FLOWSTAR.

Fijar punto de control Proporcional-Integral (P/I)

Fijar Punto de control flotante.

Otro equipo opcional:

Circuito Bypass manual.

Circuito Bypass manual con suiche de servicio.

Circuito de ruptura.

Alternación de la bomba Adelanto/Atraso.

6.3.2 Elementos de arranque y protección de motores:

Arrancador: Es un dispositivo eléctrico que permite el paso de corriente adecuada hacia el motor en el momento del encendido del mismo, por medio de un temporizador interno, el equipo eléctrico permite pasar la corriente de una forma a otra en un tiempo determinado, esto es para los arrancadores estrella-triángulo.

Contactador: Interruptor automático, este tipo de interruptor tiene la ventaja de ser gobernado a distancia o desde una posición remota. Tiene contactos auxiliares para participar con otros componentes que forman el esquema. Los contactores se utilizarán para el gobierno de los motores de baja tensión.

Relé térmico: Dispositivo auxiliar que permite que protege al motor contra sobrecalentamientos. Este dispositivo está basado en una pequeña bobina por la cual circula la misma corriente que circula por el motor, esta bobina se puede calentar hasta una corriente permitida, si pasa una corriente mayor por un tiempo, la bobina se calienta mucho y dispara un interruptor, cortando así la corriente al motor, cabe destacar que el motor al cabo de un cierto tiempo de operación tendrá una temperatura en su embobinado igual a la del relé el cual aumenta la temperatura más rápido a la del motor debido a su menor masa, y por ende alcanzará primero la temperatura máxima permitida por el motor antes que el mismo la alcance, y por lo tanto el relé se dispara sin que el motor esté en peligro.

Pulsador: Botón por medio del cual se activa el contactador, que a su vez energiza todo el equipo de arranque del motor. Este equipo tiene la ventaja de poder ubicarse en una posición alejada del arrancador y motor, con el fin de dar mayor comodidad al operario a la hora de activar el sistema de arranque del motor,

además, para un mismo contactor si se quiere, se pueden colocar varios pulsadores en diferentes sitios y así poder arrancar el motor desde diferentes lugares.

El fusible: es un elemento de protección, cuya finalidad es la de proteger a los elementos contra cortocircuitos, su dimensionamiento será adecuado a la corriente a proteger.

Transformador: Equipo que transforma la tensión de línea en una tensión mas baja con el fin de poder suministrarle corriente a los equipos que conforman el arrancador, el voltaje de los equipos que conforman el arrancador están estandarizados: 12V,24V,36V,115 V, etc.

Protección y arranque de los motores asíncronos trifásicos

Para la operación del banco de pruebas se requiere un óptimo funcionamiento de los motores. El arranque, la maniobra y la protección de los motores son operaciones fundamentales para su uso correcto.

El sistema tradicional que se emplea para este fin comprende tres dispositivos:

- Un interruptor para la protección contra cortocircuitos.
- Un relé térmico para la protección contra sobrecargas y falta o desequilibrio de fase.
- Un contactor para maniobrar el motor.

El conjunto debe ser capaz de afrontar adecuadamente los problemas que surgen a la hora del arranque. En particular para elegir estos dispositivos deben tenerse en cuenta algunos factores, como:

- Potencia del motor.
- Esquema de arranque
- Tipo de motor(con rotor jaula de ardilla o devanado)
- Corriente de defecto en el punto de la red donde esta instalado el motor.

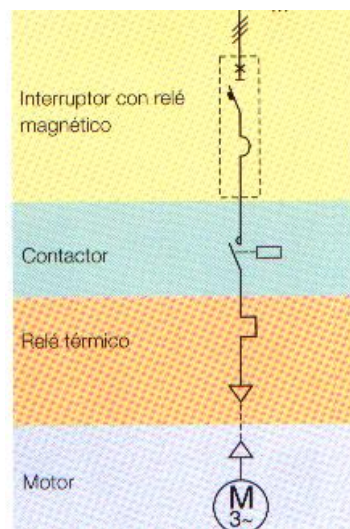
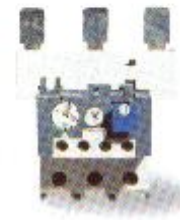
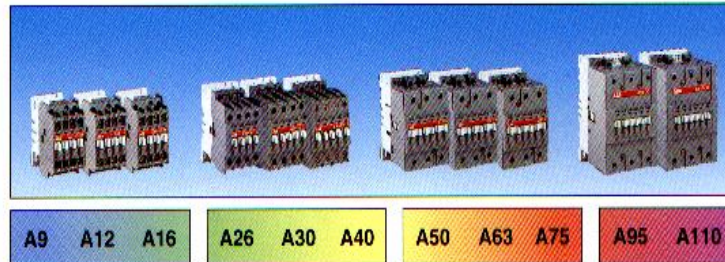


Fig.6.11 Esquema de protección y arranque de los motores

Tabla#6.3		
Interruptor automático para protección de motores ABB SACE S2X 80		
Corriente asignada de servicio	[A]	80
Nº polos		3
Tensión asignada de servicio,(c.a) 50-60Hz	[V]	690
Poder de corte último en cortocircuito(c.a) 50-60 Hz 440 V	[kA]	70
Poder de corte de servicio en cortocircuito	[%Icu]	75%
Tiempo de apertura	ms	3,5
Dimensiones básicas		
A	[mm]	90
P	[mm]	70
H	[mm]	120
Peso	[kg]	1,1



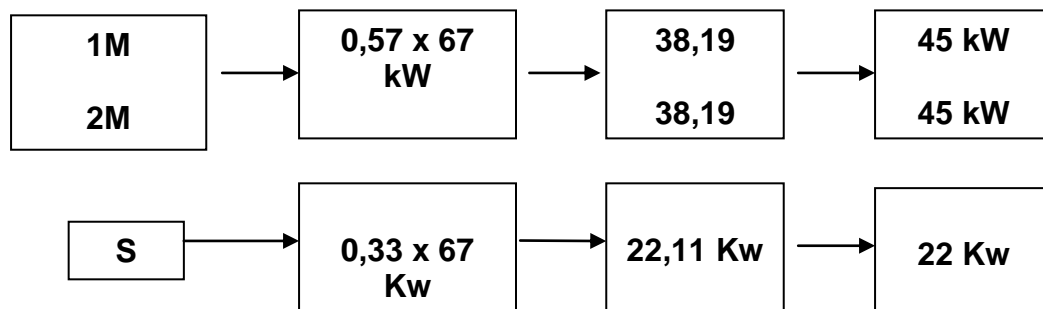
El interruptor es idóneo para el uso dentro de arrancadores protegidos de tipo tradicional. tiene la protección magnética fija 13 veces superior a la corriente de servicio, es compacto y con excelente prestación en lo que respecta al corte y limitación de la energía pasante.



Tabla#6.4 Selección de Contactores

Tipos de Contactores A	A 50	A 95
Potencia AC-3, 400 V	22 kW	45 kW
Corriente AC-1, 40 °C	100 A	145 A

En el banco de pruebas se requiere ejecutar el arranque a tensión reducida de los motores trifásicos de inducción (M2) y (M3) de 67 kw de potencia cada uno en el modo estrella triángulo. Para cada motor el correspondiente arrancador debería estar integrado por 3 contactores. Para entonces producir el arranque del motor en estrella con dos contactores (1M y S) y la marcha en estrella triángulo (1M y 2M).



Se seleccionan dos (2) contactores modelo A 95 (45 kW) y uno (1) contactor modelo A 50 (22 kW).

Para completar la selección de los elementos que integran el sistema tradicional de protección y arranque de motores se requieren elementos accesorios, tales como: relés térmicos, contactos auxiliares, temporizadores, enclavamientos, transformadores.

Se recomienda alojarlos equipos eléctricos en un gabinete con el fin de protegerlo contra las condiciones externas y con objeto de prevenir a las personas de contacto accidental con las partes vivas. Según la referencia de NEMA el equipo estará alojado en una caja metálica tipo 12 de uso industrial, hermética al polvo y al goteo. La caja está diseñada para uso en interiores y proteger el equipo contra fibras, insectos, pelusas, polvos salpicaduras ligeras, y condensaciones externas de líquidos.

CAPITULO VII: Instalación de los Equipos

7.1 Disposición del Freno Dinamométrico:

Por razones de costos y otras características explicadas en el capítulo V se selecciona el Freno Dinamométrico de corrientes parásitas, Corrientes de Foucault o Corrientes de Eddy Schenck W130. Para la ubicación de este equipo se deben tomar en cuenta ciertas indicaciones:

Según el fabricante el freno, este debe estar fijo; es decir anclado a una base soporte. Esto limita la posibilidad de el traslado y rotación del freno cuando se quiera probar distintos tipos de turbinas. Esto se debe a los efectos de vibración que implicaría si se tiene un freno que se pueda desplazar; por ejemplo, desplazarlo en un carril y los esfuerzos dañinos que traerían como consecuencia a las partes internas del equipo.

Ya que el freno deberá estar fijo, los cálculos en este subcapítulo se limitarán a ubicar la mejor posición del freno para el caso más desfavorable que implicaría una turbina Michell-Banki de ciertas condiciones.

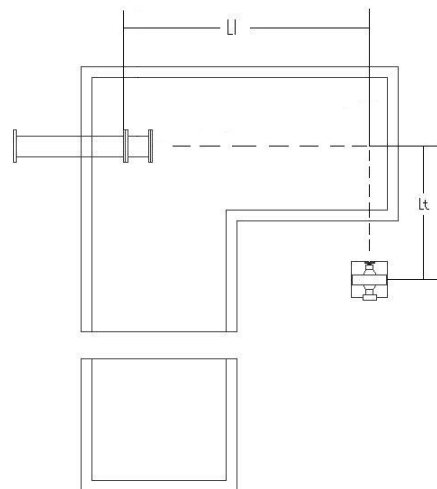


Fig.7.1 Vista superior del posicionamiento del Freno Dinamométrico

Estas coordenadas se tomarán en cuenta a partir del tubo Tubo Venturi aguas arriba. A partir de allí se tendrán en cuenta dos medidas como se muestra en la Fig. 7.1. Una longitudinal (LI) y otra transversal (Lt). Estas medidas constantes definirán la posición exacta de la base del Freno Dinamométrico. Para la posición definitiva del Freno Dinamométrico se deberá conocer la altura desde el piso del galpón hasta la parte inferior del Freno Dinamométrico.

7.1.1. Cálculo de la posición longitudinal Máxima (LI).

Para el exacto cálculo de la longitud LI se necesitan conocer las longitudes de los componentes que preceden al eje del rotor de la TH-MB, estos componentes son:

- El Distribuidor
- El Cambio de sección(tramo de transición).

En el BPTH proyectado existe además un anillo piezométrico (tramo de tubería) antes del tramo de transición. Finalmente entre el tramo de tubería y el tubo Venturi debe existir una distancia mínima exigida por la norma ISO 5167 concerniente a tubos Venturi. La norma indica que para colocar cualquier dispositivo de medición u otro accesorio aguas abajo del Tubo Venturi, debe existir una distancia de por lo menos cuatro veces el diámetro de la sección de garganta, medidos a partir de la garganta o toma de baja presión del Tubo Venturi.

La longitud LI depende de las dimensiones de la turbina hidráulica M-B. principalmente de la dimensión del distribuidor y el tramo de transición. Además esta dimensión incluye la longitud del tubo Tubo Venturi entre otras.

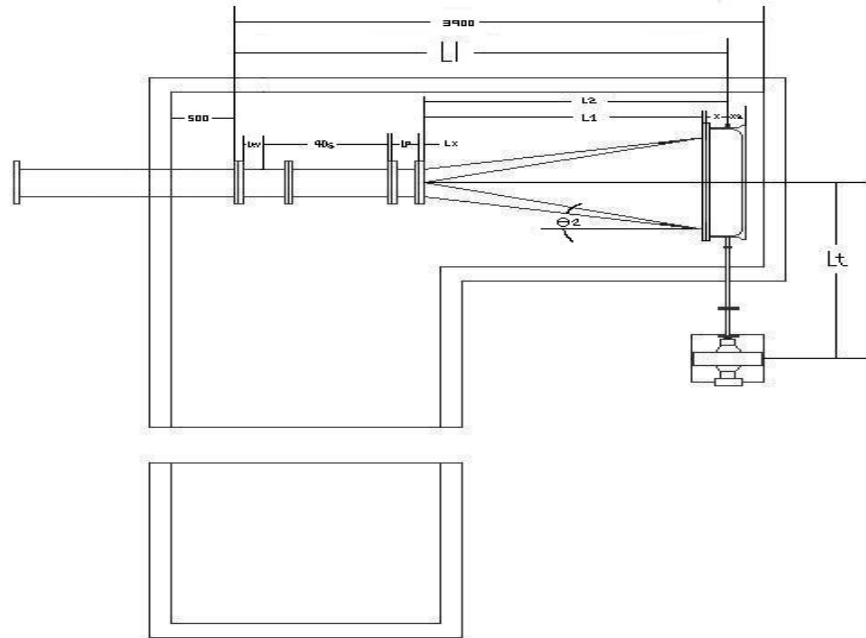


Fig.7.2 Vista superior del sistema con las longitudes a calcular

En si esta dimensión (L) la definen los siguientes parámetros:

- Diámetro de la tubería " D_T ".
- Ancho del distribuidor " B ".
- Altura del distribuidor " h ".
- Ángulo del tramo de transición " θ_1 ".

El diámetro de la tubería D_T es constante para el BPTH diseñado por EDELCA ($D_T=12"$).

Para estimar los demás parámetros del distribuidor, se opta por los métodos de la OLADE, la cual tiene en sus normas para TH-MB dimensiones similares a las construidas por EDELCA.

Según la ecuación condensada de la OLADE el ancho del distribuidor depende principalmente del caudal, la altura neta a la entrada del distribuidor (H_{ne}) y el diámetro exterior del Rotor (D_{eR}).

$$(Ec. 7.1) \quad B = \frac{0.96 \times Q}{D_{eR} \times \sqrt{H_{ne}}}$$

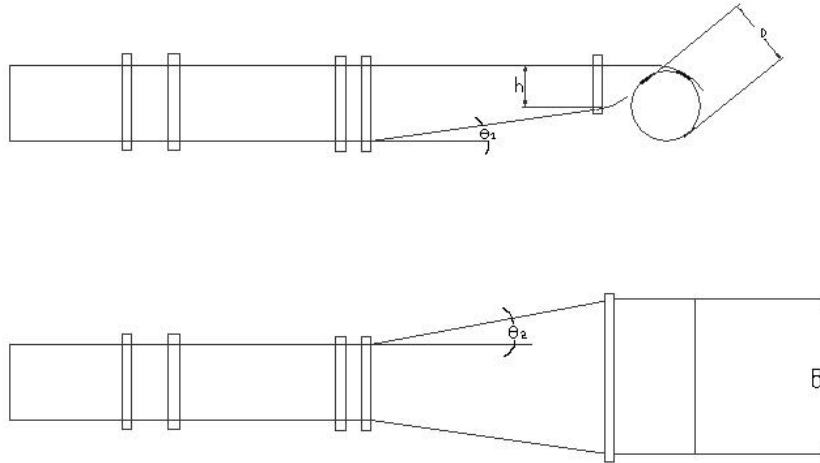


Fig. 7.3 Vista lateral y superior de la TH-MB y equipos precedidos

En cuanto a la altura del distribuidor, esta depende del diámetro exterior del Rotor (D_{eR}). Aunque las alturas dadas por la OLADE son únicamente para arcos de entrada del fluido en el rotor de aproximadamente 120° . No existiendo problema alguno ya que la geometría de los distribuidores diseñados por EDELCA utilizan arcos de entrada cercanos a los 120° .

En la figura 7.2 se pueden apreciar las diferentes medidas a buscar:

Se puede ver que la longitud L_I esta compuesta por varias longitudes de las cuales algunas son constante.

$$(Ec. 7.2) \quad L_I = L_2 + 4 \times D_g + L_{tv} + L_p + n \times L_x$$

Donde L_p = longitud del tramo de anillo piezométrico; L_{tv} = parte de la longitud del tubo Tubo Venturi, específicamente desde su inicio aguas arriba, hasta su toma de baja presión (hasta garganta) ; D_g = Diámetro de garganta del

tubo Tubo Venturi; L_2 = longitud indicada en la figura, la cual incluye la longitud del tramo de transición. La longitud $4 \times D_g$ es la longitud mínima exigida por la Norma ISO 5167 para colocar cualquier dispositivo de medición u otro accesorio aguas abajo de la toma de baja presión del tubo Tubo Venturi. L_x = representa la longitud de bridas no incluidas en las anteriores longitudes.

$$(\text{Ec. 7.3}) \quad L_2 = L_1 + X + L_x$$

L_1 =Longitud del tramo de transición (cambio de sección circular a rectangular).

X = Longitud horizontal desde el inicio del distribuidor hasta el centro del rotor.

La longitud L_1 debe ser la de mayor magnitud posible, para así poder operar todas las posibles turbinas hidráulicas Michell Banki para los distintos rangos de condiciones hidráulicas que entrega el sistema de simulación.

Se debe tener en cuenta que el diámetro exterior de la TH-MB no debe ser muy grande, ya que por naturaleza de la geometría del inyector y por no poder modificar las alturas de las tuberías del sistema de simulación, se limita el diámetro máximo del rotor a probar.

Como ya se ha mencionado, en estudios con series de Renard se recomienda como diámetro exterior de rotor mínimo 25 cm, aunque se puede optar por 20 cm; este último únicamente con fines de estudio ya que para simular un comportamiento modelo-prototipo se debe escoger un diámetro mínimo de 30 cm, el cual es recomendado por la OLADE.

Afortunadamente el rotor con diámetro de 30 cm es de fácil concepción por la empresa EDELCA, ya que en los talleres se cuentan con ingenieros y técnicos que tienen amplia experiencia en la fabricación de rotores de tales dimensiones.

Cálculos de las longitudes:

L_{tv} : esta es la longitud del tubo Tubo Venturi, esta longitud es constante y para el tubo Tubo Venturi seleccionado esta longitud es de 305mm (sin incluir las bridas). El tramo en cuestión tiene la mitad de esta longitud 152,5mm.

L_p : Esta longitud es del tramo del anillo piezométrico. Esta longitud se puede estimar en 20 cm incluyendo las bridas. Este tramo esta aguas arribas del tramo de transición y aguas abajo del tramo $4 \times D_g$

El tramo $4 \times D_g$ tiene como longitud $4 \times 9 \text{ pulg} \times 25.4 \text{ mm/pulg} = 914.4 \text{ mm}$.

Esta longitud incluye las bridas de acoplamiento entre el Tubo Venturi y el tramo mismo.

L_2 : Distancia longitudinal desde la toma aguas abajo del anillo piezométrico hasta el eje del rotor.

Como ya se observo esta longitud depende del diámetro exterior del rotor de la TH-MB, además depende del ancho del distribuidor. Para el caso en estudio el diámetro a utilizar será de 30cm, aunque se podrá usar un diámetro menor en este BPTH proyectado, pero tal vez sin poder utilizar todas las condiciones hidráulicas que puede suministrar el sistema de simulación.

Antes que nada se debe considerar que la longitud L_I no puede exceder los 3900mm, ya que la turbina estaría fuera del pozo del laboratorio; por lo tanto esta longitud es una limitante.

De hecho la longitud L_I no incluye la última parte del distribuidor, habría que sumarle una distancia X_2 lo cual da la longitud total L_T , por lo general X_2 coincide con el radio del rotor (ver Fig. 7.2).

Como ya se recaló esta longitud debe ser la más larga posible para así poder trabajar con cualquier condición hidráulica en una TH-MB, y esta última longitud es la que no debe exceder los 3900mm. Esta longitud (3900mm) resulta de restar a la longitud del canal (4400mm) los 500mm ya fijados previamente.

$$(\text{Ec. 7.4}) \quad L_T = L_I + X_2$$

La longitud L_1 depende del ancho del distribuidor “B” y de la altura de entrada en el distribuidor “h”. Mientras más grande sea la longitud “B” mayor será L_1 , y mientras más pequeño sea “h”, mayor será L_1 .

Para el caso de TH-MB con arcos de admisión cercanos a los 120° . La OLADE recomienda los siguientes valores de h.

TABLA # 7.1 Longitud “h” para diversos valores de D_{eR}

Diámetro (mm)	300	400	500	600
h (mm)	261	348	435	522

Para una restricción de diseño con un diámetro de 300 mm en estudio se tiene que $h=261\text{mm}$ es la condición más desfavorable. Extrapolando para un diámetro de 20 cm se tiene que $h=174\text{mm}$, este último diámetro se usará muy poco por que hay que considerar ciertas condiciones.

Para el caso que L_1 sea lo más corto posible, el ángulo θ_1 debe ser lo más grande posible. Se recomienda que θ_1 máximo sea de 10° para disminuir las pérdidas en el tramo de transición.

Cuando realice un estudio donde el arco de entrada sea mucho menor a 120° (Modelos diferentes a la OLADE), entonces el distribuidor tendrá una geometría diferente a la expuesta por la OLADE y obligatoriamente el tamaño de h será menor.

Tomando en cuenta esta posibilidad (caso más desfavorable) se supone h aproximadamente cero, entonces se calcula L_1 .

$$L_1 = \frac{D}{\text{tg}(10^\circ)} = 1728.6\text{mm},$$

Calculando L_1 se tiene:

$$L_1 = L_2 + L_{tv} + L_p + 4 \times D_g + L_x \quad L_2 = L_1 + X + L_x$$

Aproximando $X=300\text{mm}$, se sobreestima esta dimensión ya que para un valor pequeño de h X tenderá a ser menor.

Las longitudes de las bridas se puede cuantificar de acuerdo a su número. En total son diez el número de bridas que se debe instalar en el tramo L_1 . Según tabla#1 y tabla#2 de la norma AWWA para la selección de bridas en tuberías de acero con presiones de hasta 175 psi. Las bridas en una tubería de 12 pulg de diámetro interior, tienen como longitud 31,75mm (1,25pulg) y un diámetro de 482,6mm (19pulg).

Este tipo de brida “clase B” corresponden a las que tienen una boca de conexión para realizar una unión con la tubería mediante una soldadura a tope.

Las longitudes de estas bridas se usan para el resto de los componentes.

$$L_2 = 1728.6\text{mm} + 300\text{mm} + 31.75\text{mm} = 2060.35\text{mm}$$

La longitud de las dos bridas del tramo de anillo piezométrico esta contabilizada dentro de los 200mm de longitud que tiene el mismo. Otras de estas longitudes están implícitas en el tramo L_2 y las que están en el tramo $4 \times D_g$ (bridas de acoplamiento tubo Tubo Venturi y el tramo mismo).

Faltaría incluir la longitud de las bridas de los siguientes elementos:

Una brida del tramo de transición.

Una brida del tramo $4 \times D_g$.

Dos bridas del tubo Tubo Venturi (bridas de toma aguas arriba).

En total son cuatro las bridas que faltan por incluir.

Sustituyendo en la expresión:

$$L_I = 2060.35mm + 152.5mm + 200mm + 914.5mm + 4 \times 31.75mm = 3454.35mm$$

Si se trabaja con un rotor de diámetro 30cm, entonces X_2 se aproxima a 15cm, luego nos que:

$$L_T = 3454.35 + 150 = 3604.35mm$$

La distancia desde la toma aguas arriba del Tubo Venturi hasta el final de la carcasa de la TH-MB es: $L_T = 3604,35mm$

Esta comprobado que tomando en cuenta un valor de h despreciable ($h \approx 0$), L_T es menor que el máximo permitido 3900mm, con lo cual se cumple que es posible utilizar este tipo de geometría donde h sea pequeño, este sería el caso más desfavorable.

Queda por comprobar la influencia del ancho del distribuidor "B", mientras mayor sea el valor de B mayor será la longitud L_1 , y en consecuencia la longitud total L_T .

El ancho del distribuidor (B) según la ecuación condensada de la OLADE (ec.7.1), es directamente proporcional al caudal (Q), inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la altura (H_{ne}), e inversamente proporcional al diámetro exterior del rotor (D_{eR}).

Tenemos que para condiciones más desfavorables $D_{eR} = 300mm$; $H_{nR} = 2.5m$; $Q = 0.4m^3/s$, se tiene el ancho del distribuidor más grande. Si se coloca en la ecuación un diámetro exterior de rotor igual a 200mm se obtendría un

distribuidor más ancho para las condiciones hidráulicas mencionadas. El rotor con este diámetro de 200 mm se usará solo en casos de estudio, por tanto para condiciones hidráulicas pequeñas. y en consecuencia con un ancho de distribuidor máximo que no supera al ancho del distribuidor para un rotor de diámetro 300mm.

A partir de la ec. 7.1 se tiene que:

$$B = \frac{0.96 \times 0.4 \text{m}^3 / s}{0.3 \text{m} \times \sqrt{2.5 \text{m}}} = 0.809 \text{m} = 809 \text{mm}$$

La tubería después de la sección de anillo piezométrico tiene un diámetro interno de 304,8mm. A partir de aquí el tramo de transición pasa de una sección circular de 304,8mm de diámetro a una sección rectangular de $809 \text{mm} \times 261 \text{mm}$.

Para aumentar de 304,8mm a 809mm, mediante un ángulo θ_2 igual a 10° por ambos lados de la sección de transición.

Se procede a continuación con el siguiente cálculo:

$$(\text{Ec. 7.5}) \quad L_1 = \frac{B - D_T}{2 \times \text{tg}(\theta_2)}$$

El diámetro de la tubería proyectada (D_T) es 0,3048m , el ancho del distribuidor (B) es 0,809m, el ángulo θ_2 máximo permitido es 10° , luego sustituyendo valores:

$$L_1 = \frac{0,809 \text{m} - 0,3048 \text{m}}{2 \times \text{tg}(10)} = 1,4297 \text{m}$$

Esta longitud es menor que la longitud L_1 calculada con $h \neq 0$; por lo tanto la

longitud total L_T es menor a la longitud permitida 3900mm.

El ángulo θ_2 igual a 10° es el máximo recomendado, es conveniente diseñar la sección de transición con ángulo θ_2 más pequeño, ya que a medida que sea menor el mismo las pérdidas de carga serán menores.

Es preferible fijar el Freno Dinamométrico lo más lejos posible (LI más grande); pero teniendo en cuenta que la longitud total L_T sea menor a 3900mm.

Se procedió a realizar los cálculos de forma inversa y así obtener una longitud L_1 máxima permitida en este BPTH. Como factor de seguridad se optó por una longitud ligeramente menor a 3900mm con el fin de prevenir las salpicaduras de agua hacia el piso del galpón. Esta longitud puede ser 3700mm, Definiéndose como la longitud máxima aceptada (L_{TA}).

A esta longitud se le restan todas las longitudes ya definidas, tales como: la longitud del tubo Tubo Venturi, la del tramo de anillo piezométrico, etc.

Quedando así la longitud L_1 .

$$(ec. 7.6) \quad L_1 = L_{TA} - L_{tv} - L_p - 4 \times D_g - 5 \times L_x - X_2 - X$$

Se tienen todos los valores de las diferentes variables excepto los valores de las variables X y X_2 . Para el valor de la variable X_2 se considera como el valor del radio del rotor de la TH-MB. Para el valor de X , se procede con los valores de la tabla anexa de la OLADE (dimensiones del perfil del rotor), construyendo así una vista del modelo de TH-MB de 300mm (Fig.7.4) de diámetro exterior de rotor.

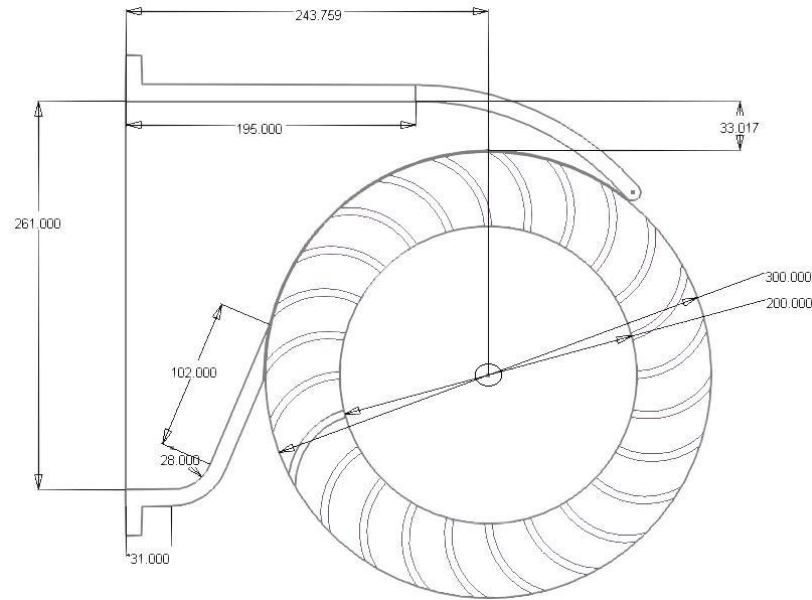


Fig. 7.4 modelo TH-MB de diámetro exterior del rotor 300mm

De este gráfico, midiendo se deduce la longitud X, la cual es aproximadamente 244mm.

Sustituyendo valores en la ec 7.6 se obtiene de L_1 :

$$L_1 = 3700 - 152,5 - 200 - 914,5 - 5 \times 31,75 - 244 - 150 = 1880,25\text{mm}$$

En definitiva el tramo de transición medirá 1880,25mm, para el caso más desfavorable cuando las condiciones hidráulicas sean igual a las indicadas anteriormente donde: $B=809\text{mm}$; $h=261\text{mm}$. En caso de medir menos, al tramo de tubería denominado $4 \times D_g$ se le debería agregar un pequeño tramo de tubería adicional de longitud tal que la longitud L_1 sea la misma.

Calculando ahora L_1 en la Ec.7.4, se tiene la posición longitudinal del eje del freno:

$$L_1 = 3700 - 150 = 3550\text{mm}$$

$$L_1 = 3550\text{mm}$$

Esta longitud debe ser constante para cualquier prueba.

Los ángulos máximo θ_1 y θ_2 máximos serán:

Para el cálculo de θ_2 se usa la ecuación 7.5, despejando y sustituyendo valores:

$$\theta_2 = \text{ATAN}\left(\frac{B - D_T}{2 \times L_1}\right) = \text{ATAN}\left(\frac{809 - 304,8}{2 \times 1880,25}\right) = 7,64\text{grados}$$

Para este caso donde $h=261\text{mm}$ θ_1 se calcula:

$$\theta_1 = \text{ATAN}\left(\frac{304,8 - 261}{1880,25}\right) \approx 1,33\text{grados}$$

El ángulo $\theta_1 = 1,33$ grados no es el máximo. De todas maneras para el caso más desfavorable este ángulo sería menor al máximo permitido de 10 grados.

7.1.2 Cálculo de la longitud transversal (L_t).

Esta longitud transversal depende de varios parámetros:

- El ancho de canal del pozo.
- La longitud mínima para el acoplamiento del Freno Dinamométrico.

El ancho de canal del pozo está definido, este ancho tiene como longitud 1980 mm. En este caso la longitud más importante es la que existe desde el punto medio de la TH-MB, hasta la parte derecha del pozo. Esta longitud se indica como L_{t1} . Esta longitud tiene como magnitud 950mm.

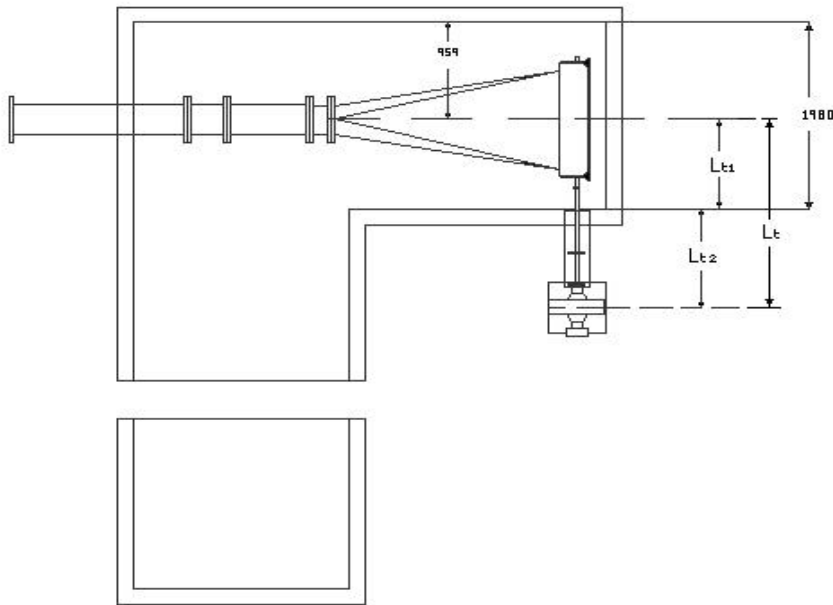


Fig. 7.5 Vista superior con las distintas longitudes transversales a calcular

Se define una distancia transversal L_{t2} la cual incluye las longitudes del acoplamiento y su respectiva caja protectora. Para la longitud requerida por los acoplamientos flexible del Freno Dinamométrico, se recurre al manual general de instalación y operación del mismo. Una de las longitudes importantes es la de la caja protectora de los acoplamientos. La forma recomendada para colocar la caja protectora es a manera de cantilever (Fig. 7.6).

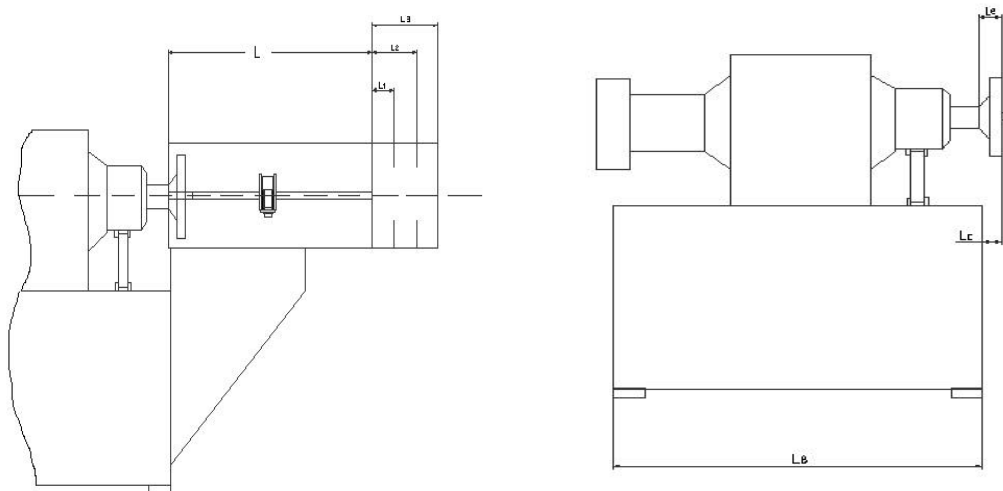


Fig. 7.6a y 7.6b Vista lateral del freno

Este tramo esta compuesto por varias longitudes las cuales son la longitud L y la longitud L₃ de la figura anexa.

Luego la longitud L_{t2} esta dada por la siguiente ecuación:

$$(e.c. 7.7) \quad L_{t2} = L + L_3 + \frac{L_B}{2} - L_c - L_e$$

Donde:

L,L₃= Longitudes de la caja protectora

L_B= Longitud horizontal de la base del freno

L_c= Longitud desde el final del freno hasta el acoplamiento (Vease la figura)

L_e= Longitud indicada en la figura

Del anexo de tablas se observa la magnitud de las longitudes:

L=385mm

L₃=145mm

L_B=540mm

L_c= 21mm

La longitud L_e se estima en aproximadamente 25mm

Sustituyendo en la ec. 7.7

$$L_{t2} = 385 + 145 + 540/2 - 21 - 25 = 754mm$$

Sumándole a esta longitud la distancia L_{t1} queda finalmente la distancia L_t:

$$L_t = 1775mm$$

7.1.3 Definición de la altura máxima del eje del freno para el prototipo de turbina hidráulica Michell-Banki (Heje).

Esta altura depende de los siguientes parámetros:

- Altura de tubería del tramo final del sistema de simulación (H_T).
- Diámetro exterior del rotor (D_{eR})
- Longitudes predefinidas del Freno Dinamométrico.

Como se muestra en la figura:

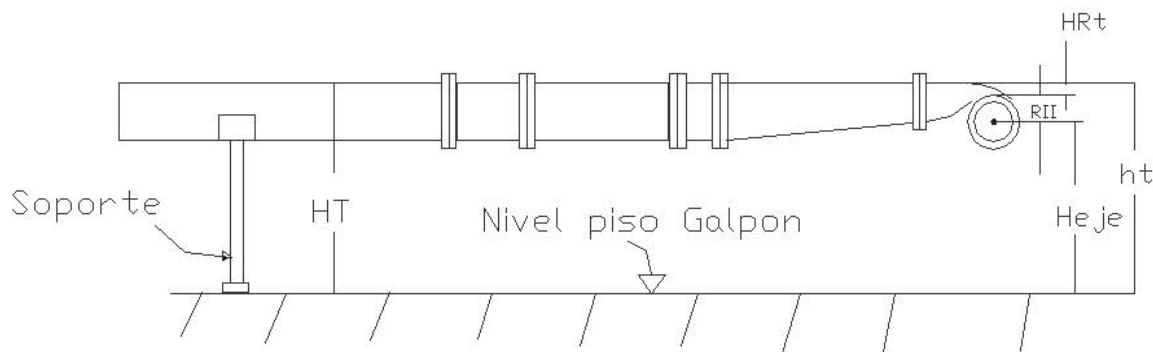


Fig 7.7 Vista lateral del sistema TH-MB con los elementos que la preceden

De esta figura se observa que la altura de la parte superior (HT) de la tubería debe tener magnitud constante e inmodificable. A medida que esta altura sea mayor, mayor podrá ser la altura del eje del freno (Heje).

Igualmente cuando se trata del parámetro D_{eR} se observa que a medida que el diámetro exterior de rotor sea mayor, menor será la altura Heje.

En cuanto a las longitudes del freno para este caso interesa la altura desde la base hasta el eje del mismo (L_f), la cual es constante y según especificaciones del manual de instrucción Eddy- Current Dynamometer Schenck W 130, esta altura mide 500mm.

Analizando los planos del trabajo IDBPM se tiene como altura de la tubería

$H_T=760\text{mm}$, esta altura será constante y será la máxima en el resto de los componentes del BPTH, ya que no se permiten cambios bruscos con el fin de aumentar la altura final (Heje) como los ilustrados en la figura:

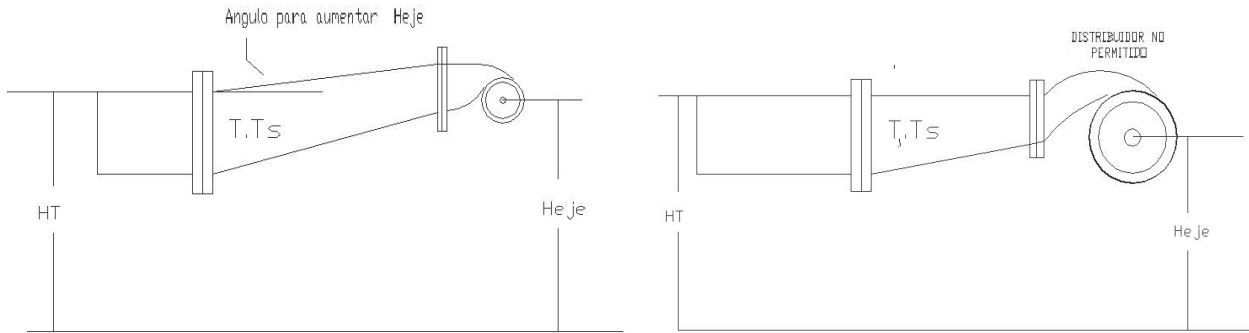


Fig.7.8a y 7.8b Condiciones para variar la altura Heje

Estos cambios no se permiten debido a que no puede haber ningún cambio brusco en la dirección del fluido poco antes de llegar a la TH-MB. En cuanto a la forma del distribuidor como el del figura 7.8b, se puede decir que los modelos de la OLADE no tienen tal forma ni tampoco los fabricados por EDELCA que son parecidos a los de la OLADE.

Por lo tanto se descartan ambas posibilidades u otras que exijan un cambio brusco en la dirección del fluido antes de entrar en la turbina hidráulica. Esto es una limitante, ya que la altura de la base será muy pequeña si se toman las longitudes consideradas.

El diámetro exterior de rotor para el caso más desfavorable es 300mm.

Para obtener Heje de la figura se deduce la siguiente ecuación:

$$(ec. 7.7) \quad Heje = HT - HR_t - R_{II}$$

R_{II} de la tabla anexa de se obtiene que para un diámetro exterior de rotor igual a 300mm, este valor tiene como magnitud 151mm. La medida h_{RT} se puede obtener de la vista de la TH- MB, la cual es aproximadamente 33mm (ver Fig. 7.4 y Fig.7.7).

Sustituyendo estos valores:

$$\text{Heje} = 760 - 33 - 151 = 576\text{mm}$$

Esta altura debe ser constante, ya que el freno deberá estar fijo. En caso que se trabaje con una TH-MB con rotor de diámetro exterior 250mm ó 200mm, la altura h_t obligatoriamente será menor y distinta a la altura HT, luego existen dos soluciones recomendadas:

- 1) En el tramo de transición deberá existir en su parte superior un cierto ángulo α (Fig. 7.9a) de tal manera de disminuir desde la altura HT, hasta la altura h_t .

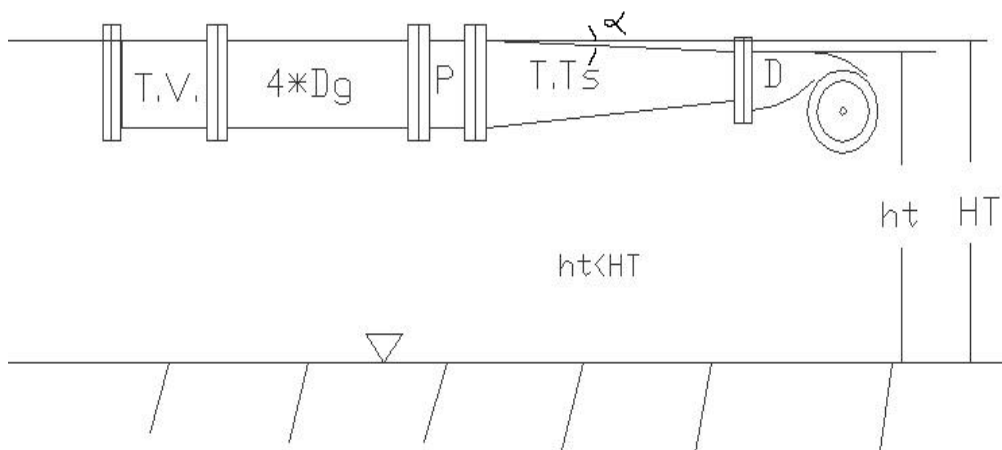


Fig 7.9a Tramo de transición con cierto ángulo α en su parte superior

- 2) Colocar una tobera convergente (Fig. 7.9b) que disminuya la altura HT, esta tobera deberá estar colocada antes del tramo de anillo piezométrico y después del tramo $4 \times Dg$.

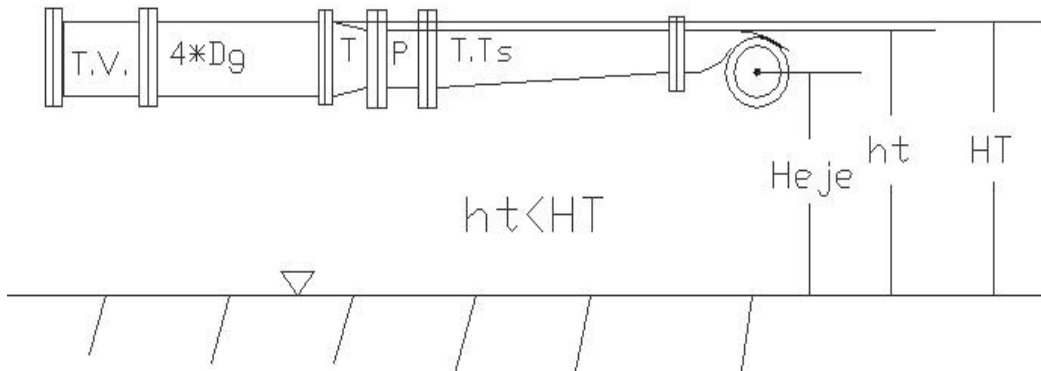


Fig.7.9b Sistema con Tobera antes del tramo de transición

En ambos casos las pérdidas debidas a estos cambios es mínima debido a que los ángulos a utilizar para reducir la altura HT son pequeños, ya que según el modelo rotor de 200mm, extrapolado de las tablas de la OLADE anexas, h_t tiene como magnitud 699,16mm. La cual es muy cercana a los 760mm de HT.

La segunda opción tiene mayor aceptación para el caso que no se quiera modificar la forma del distribuidor original (sin ángulo en su parte superior).

Para el cálculo de la altura de la base, esta se logra simplemente restándole a la altura del eje del freno He_{je_f} la altura h_F .

$$(ec. 7.8) H_{Base} = He_{je_f} - h_F$$

Donde h_F es una distancia predefinida del freno que se obtiene de las especificación.

Como el eje del rotor de la TH-MB estará alineado con el eje de rotación del freno, entonces tenemos que:

$$He_{je_f} = He_{je}$$

Sustituyendo valores:

$$H_B = 576 - 500 = 76\text{mm}$$

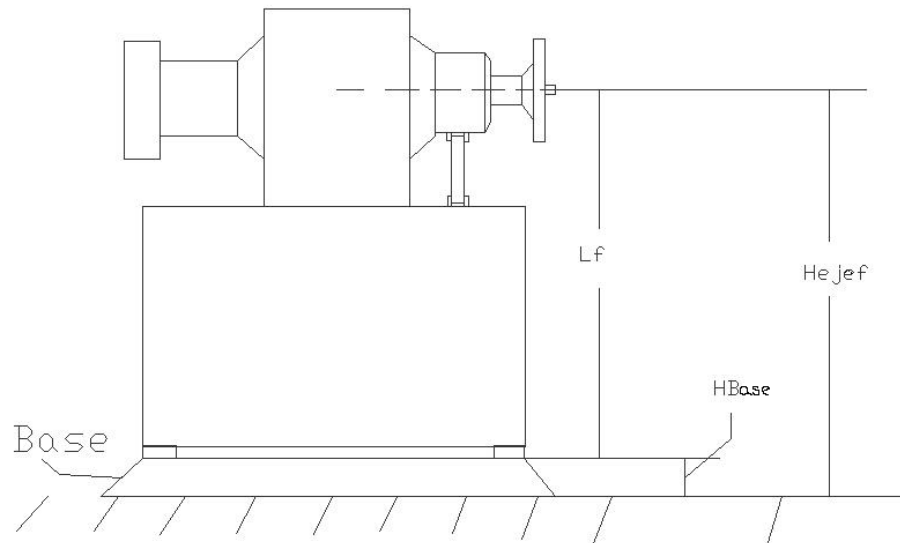


Fig. 7.10 Vista lateral del Freno Dinamométrico con la base soporte

Esta altura de base no puede ser mayor, ya que violaría las dimensiones calculadas anteriormente. Esto es una limitante ya que las dimensiones de la base serían un problema para la instalación del Freno y pocos flexibles para un Freno Dinamométrico de este tipo.

7.1.4 Selección de la Base Soporte del Freno Dinamométrico

Existen diversas clases de Base Soportes para equipos rotativos, se puede clasificar de acuerdo al material que este construida la misma en dos grandes grupos:

- Base de concreto armado
- Base de metal (acero).

El primer tipo de base es usado altamente como una bancada para soportar maquinas rotativas, las cuales por lo general están ancladas por medio de tornillos al concreto, dando así una buena rigidez al conjunto Equipo Rotativo-Base. A manera de ejemplo se puede decir que entre los equipos que usan este tipo de base se encuentran: turbinas de Vapor, turbinas hidráulicas, reductores y amplificadores de velocidad, etc.

En cuanto a la base de metal, también es usada mucho para tales fines como los antes mencionados para la base de concreto. Cabe destacar que la base de metal por lo general esta compuesta por perfiles de acero o vigas de apoyo; pero la misma debe estar asentada sobre un piso de cemento o concreto nivelado o sobre otra base de concreto.

Las características que debe tener la base a calcular son las siguientes:

- La altura de la misma debe ser de 76mm.
- Debe soportar los esfuerzos debido al peso del freno más los demás accesorios.
- Soportar y disminuir las vibraciones que se puedan producir en el Freno Dinamométrico.

- Deberá tener la facilidad para el desmontaje del Freno Dinamométrico para el caso de mantenimiento.

Ambos tipos de base pueden cumplir con estas características, aunque para el caso de la base de metal, una limitante sería el difícil montaje del freno, ya que la base debe tener una altura muy reducida ($H_B=76\text{mm}$).

En la empresa EDELCA, hay experiencia en la fabricación de las bases metálicas. Se sigue un esquema para el diseño de las bases metálicas para la instalación y soporte de los equipos rotativos de las microcentrales, tales como el volante de inercia, reductores de velocidad, generador eléctrico, etc. Los modelos de Base que se proponen son los mostrados en las siguientes figuras:

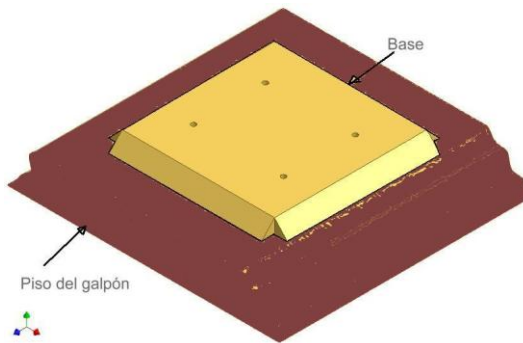


Fig. 7.11a Modelo de base "A"

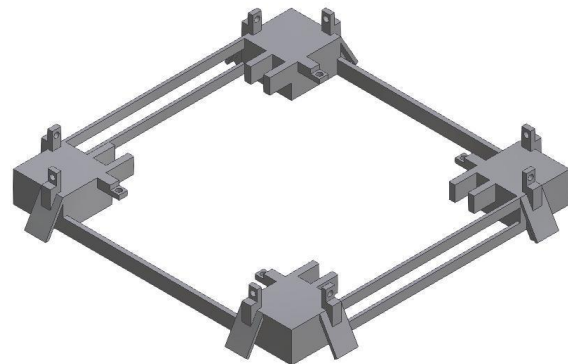


Fig. 7.11c Modelo de base "C"



Fig. 7.11b Modelo de base "B"

Para mayor detalle ver anexos planos de modelos propuestos de bases soportes para el Freno Dinamométrico.

Cabe destacar que todas estas propuestas deben tener una forma para poder alinear el eje del freno con el eje de la turbina.

El primer modelo (modelo A) es una base de concreto, a la cual se le ancla el freno por medio de los cuatro tornillos que el freno posee en sus esquinas.

Los tornillos en este caso no se anclan directamente al concreto, si no a un cilindro metálico que esta anclado al piso del galpón y la base, y tiene una profundidad de 25cm.

La ventaja de este modelo de base es la facilidad de construcción, para evitar las vibraciones se puede colocar una especie de resina epóxica que se encuentre entre la superficie de la base y la de contacto del freno, para el caso de a alineación se puede optar por pequeñas laminas de acero delgadas las cuales se colocarían entre la resina y la superficie de contacto del freno.

Esta base presenta la desventaja de un complicado desmontaje del freno a la hora del mantenimiento aunque no es un impedimento mayor.

El modelo de base B es una base de metal, la cual esta enrasada al piso del galpón, al igual que el caso anterior los tornillos del freno son los sujetadores principales del mismo. Esta base presenta la ventaja de facilitar el desmontaje del freno en el caso mantenimiento, además de ser de fácil construcción, la cual puede ser llevada a cabo en los talleres de la empresa EDELCA.

El modelo de base C es un modelo de Base Soporte utilizado en algunos equipos rotativos de la Microcentral Canaima de la empresa EDELCA. Esta base es metálica y debe estar anclada o empotrada al piso del galpón. Esta base está construida por soldadura de perfiles de acero y piezas metálicas en forma de pata de gallina para unir los perfiles y apernar El equipo a una lamina de acero.

Esta Base de acero presenta la ventaja del facilitar el procedimiento de alineación mediante los tornillos de ajustes laterales, la construcción es igualmente fácil ya que la empresa tiene experiencia en la fabricación en tipo de bases.

De estos tres tipos de base se selecciona la base modelo "C".

Esta base presenta las ventajas expuestas para la alineación y mantenimiento de los equipos sobre este tipo de bases es conocido con amplia experiencia por la empresa.

Tampoco existe problema de desacoplamiento del freno de la misma en labores de mantenimiento, ya que en el galpón donde se ubicará el BPTH, existe una grúa puente y señorita de 5 toneladas, que puede desmontar el freno de la base levantando el equipo hacia arriba, y simplemente desajustando los tornillos de sujeción y de alineación.

Análisis estructural de la Base Soporte:

Los esfuerzos ejercidos por el Freno Dinamométrico sobre la base son debido al peso del mismo y demás componentes, además de unos pequeños esfuerzos debido a vibraciones, los cuales se pueden atenuar enormemente si se toman las medidas correspondientes. Cabe destacar que en esta base no existen esfuerzos debidos al momento aplicado al eje del freno, ya que por la naturaleza del freno la sumatoria de momentos dentro de la estructura del equipo es cero.

La fuerza del peso se distribuye en las cuatro patas de la Base, pero el caso más desfavorable es cuando los cuatro tornillos de alineación inferiores soportan todo peso del equipo, luego este es el punto más vulnerable de la base, y si no falla en esta parte no falla en ninguna otra.

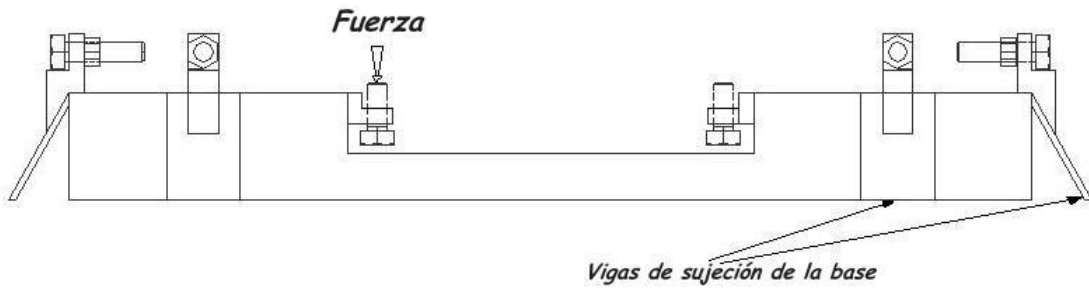


Fig. 7.12 Vista frontal de la Base Soporte propuesta

Las medidas del elemento de sujeción del tornillo de alineación tiene las medidas mostradas en la figura:

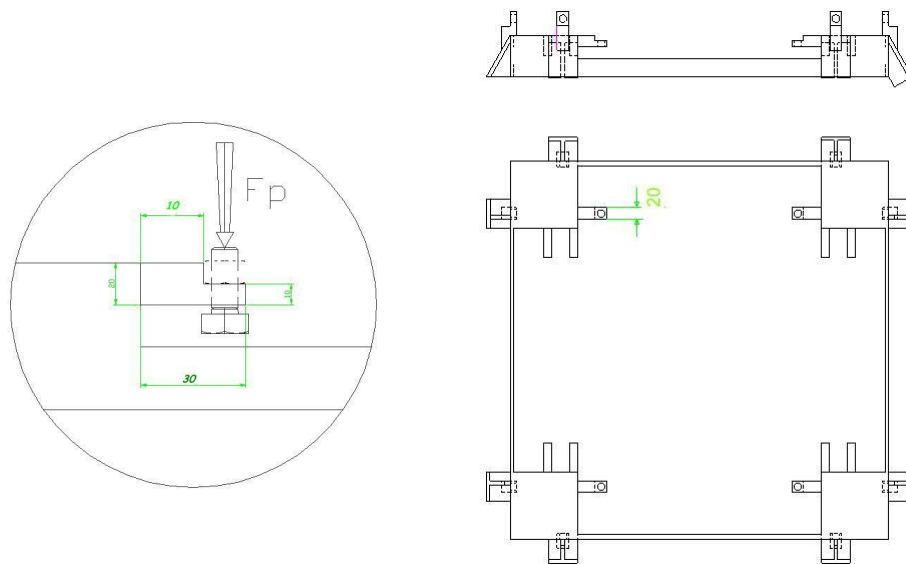


Fig. 7.13 Vistas de la Base Soporte propuesta.

El soporte de este tornillo esta unido con una soldadura, esta no se muestra en la figura. De la tabla de especificaciones del freno, se muestra que este equipo

tiene un peso de 270 Kg, con los demás componentes integrados al equipo pudiera pesar más de 350 Kg, en si este peso se distribuirá en cuatro sobre las cuatro patas, especialmente sobre los tornillos de alineación y los tornillos sujetadores del freno. Como ya se ha mencionado, el caso más desfavorable es cuando se esta alineando y todo el peso es soportado por los tornillos de alineación. Por seguridad se recomienda tomar un peso de 500 kg, luego la fuerza sobre cada soporte sería de 125 Kgf. Tal fuerza es muy débil para la sección mostrada, estando el modelo dimensionado en los planos anexos como una propuesta sin problemas. Se deber trazar soldaduras de filete a los lados del soporte. El tipo de electrodos y el espesor se fija por las aplicaciones generales de la empresa EDELCA. Por el espesor de la soldadora no hay problemas, ya que hasta un espesor de soldadura de un (1) mm y resistencia 350 Mpa de resistencia de fluencia puede resistir sin problemas la fuerza propuesta.

7.2Diseño del Sistema de Enfriamiento del Freno Dinamométrico

Según el manual del Freno Dinamométrico de corrientes de Eddy W 130, el sistema de refrigeración a usar en el mismo deberá tener como fluido de trabajo agua, la misma debe contar con ciertas características .

En cuanto a la cantidad de agua según el gráfico anexo caudal de refrigeración vs potencia del manual del freno, esta deberá tener un caudal máximo de 1,1 Lt/s para una temperatura de entrada de 30 °C cuando se esta trabajando con la potencia máxima de prueba de 130 KW. De lo deducido en el capítulo V se sabe que el freno podría recibir una potencia máxima por parte de una turbina de 58KW lo cual es menos de la mitad de capacidad que puede disipar el mismo, en este caso el caudal para el sistema de refrigeración sería menor. Estas consideraciones se analizan en los próximos subcapítulos.

7.2.1. Análisis de los indicadores del agua requeridos para el sistema de enfriamiento del Freno Dinamométrico

El agua para refrigerar el Freno Dinamométrico debe cumplir con ciertas condiciones en cuanto a los elementos químicos disueltos en la misma, estos parámetros son los siguientes:

Tabla # 7.2			
AGUA DE ENFRIAMIENTO			
DEL FRENO DYNAMOMETER SCHENCK W130			
RANGO DE VALORES PERMISIBLES			
Parámetro	Unidades	Flujo simple	Circulación
Valor pH	-	7,2 – 9,5	7,2 – 9,5
Dureza total	mg/l	< 537	< 716
Dureza Carbonatos	mg/l	< 179	< 89,5
CO₂	mg/l	< 20	< 3
Dureza No carbonatos	mg/l	< 501	< 627
Contenido de sales	mg/l	< 1200	< 1200
SO₄²⁻	mg/l	< 15	< 150
Cl⁻	mg/l	< 150	< 150
NO₃⁻	mg/l	< 50	< 50
NH₄⁺	mg/l	< 5	< 5
Hierro Fe	mg/l	< 1,0	< 1,0
Mn	mg/l	< 0,15	< 0,15
Aceite	mg/l	0	0
Crecimiento de algas	-	No permitida	No permitida

El Dpto. de Gestión Ambiental de EDELCA suministro un informe anexo con las propiedades del agua del embalse Macagua, que es la misma a utilizar en el banco de pruebas y para la refrigeración del freno.

A continuación comparando este informe con los datos del manual del freno, el agua no cumple con todas los requerimientos exigidos por el freno; podemos señalar por ejemplo, el valor de pH= 6,3 es menor al del rango permisible para la operación del sistema de enfriamiento del freno (7,2 – 9,5).

Para poder cumplir con estos requisitos el agua debe ser tratada antes de entrar en el sistema de enfriamiento, por lo que se toman en cuenta dos propuestas para cumplir con los requisitos exigidos por el freno.

Propuesta 1: Tratar una cantidad de agua de tal manera que cumpla con los requerimientos del freno. Y luego introducirla en un sistema cerrado de refrigeración.

Propuesta 2: Tratar una gran cantidad de agua antes de cada prueba posiblemente con cal y almacenarla en un tanque. Luego introducirla en sistema abierto.

7.2.2. Selección del tipo de sistema de refrigeración (abierto ó cerrado)

A continuación se analizan algunas de las ventajas y desventajas de ambos sistemas.

Ventajas propuesta 1:

- El agua puede ser tratada por el Dpto. de Gestión Ambiental.
- Poca cantidad de agua circulando en el sistema, debido a que solo estaría el volumen de agua ocupado en las tuberías del sistema de refrigeración.
- El suministro de agua es seguro durante las pruebas.

Desventajas Propuesta 1:

- Diseño, compra, y mantenimiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, para enfriar el agua después que abandona el freno.
- En un sistema de refrigeración deben usarse tuberías de metal, las cuales por causa de la erosión desprenden partículas metálicas dañinas para las cámaras internas del freno, y por la naturaleza del freno causarían errores de medición.

Ventajas propuesta 2:

- El agua se prepararía en el mismo Laboratorio, mediante la adición de químicos, (posiblemente cal).
- No se necesitarían equipos de refrigeración.
- Posibilidad de utilizar tuberías de polietileno (PVC) o mangueras flexibles altamente resistente a la erosión. Si se llegará utilizar tuberías de metal las partículas metálicas que se desprenderían de la misma serían menos peligrosas, ya que no recircularían como en un sistema cerrado, y por tanto no afectan las mediciones.

Desventajas Propuesta 2:

- Se debe tratar con frecuencia una cantidad considerable de agua antes de realizar un grupo de pruebas.
- Se estima que representa un alto costo en el tratamiento químico constante del agua para el sistema de enfriamiento.
- Diseño de un tanque o recipiente donde se deberá almacenar el agua.

De la propuesta anterior se tomo la del sistema abierto, los motivos se explican a continuación:

- Principalmente para evitar los problemas erosivos que tendría un sistema cerrado, y teniendo la posibilidad de colocar tuberías de polietileno o mangueras en un sistema abierto.
- Los químicos a utilizar en el tratamiento relativamente no serían mucho, ya que se realizarán pruebas en el banco muy pocas veces. Si se fuera a usar el banco de pruebas para realizar ensayos todos los días, varias horas al día, el costo del tratamiento del agua si sería alto.
- Aunque se tenga que diseñar un tanque, este sería de poco volumen aproximadamente de 2 m³ de capacidad. En el caso nuestro este se vaciaría completamente en más de una hora seguida de prueba.

En este caso se deberá diseñar un pequeño sistema de bombeo que no exceda la presión máxima de 4 bar (58 PSIG) a la entrada del freno, así como el sistema de tuberías.

7.2.3.Procedimientos para controlar los parámetros del agua de enfriamiento

Por elegirse un sistema de refrigeración abierto, el agua de enfriamiento debe ser tratada en el tanque de almacenamiento.

Para tratar el agua, una de las mejores opciones con el fin de subir el pH, es agregarle Cal cruda (proceso de encalamiento), con el fin de alcanzar el valor mínimo o un poco mayor al exigido por el freno (pH>7,2).

Debe tenerse en cuenta que al agregar cal se afectan otros parámetros, el más importante es la dureza, la cual aumenta con la presencia de cal en el agua.

El Freno Dinamométrico acepta una dureza total por debajo de los 537mg/l. Observando la clasificación del agua de acuerdo a su dureza:

0—75mg/l	Suave
75—150 mg/l	Moderadamente Dura
150—300mg/l	Dura
>300mg/l	Muy dura

Se puede decir que el agua que acepta el freno puede ser muy dura.

En cuanto al agua del embalse Macagua, la misma tiene como dureza la cantidad de 3 a 6 mg/l, lo cual nos indica según la tabla que es extremadamente suave, y por lo tanto no tiene problemas para circular en el sistema de refrigeración.

Por ser el agua tan suave, al agregarle una cantidad de cal considerable, se puede estar seguro que pasará a valores de dureza por debajo a los 536mg/l. Pudiendo así ser confiable el proceso de encalamiento sin sobrepasar el segundo parámetro más importante como lo es la dureza.

Se recomienda hacer un proceso experimental donde se tomen 4 lts de agua del embalse, se mida el pH. A continuación se agrega una cantidad de cal, tal que el agua tenga un pH ligeramente superior a 7,2. La cantidad de cal agregada al agua tiene una magnitud, por ejemplo 200 mg. Se divide entre el número de litros 4lts. Esto da como resultado 50 mg de cal/lt. Esto quiere decir a manera de ejemplo que se deben agregar 50mg de cal por cada litro de agua contenido en el tanque de almacenaje.

Se recomienda tomar varias muestras de 4 lts, para tener resultados de mayor credibilidad.

En la selección del tanque o recipiente donde se tratara el agua, se tomara en cuenta que el mismo deberá estar cerrado, para evitar así el crecimiento de algas.

7.2.4 Selección del Recipiente

El Tanque o Recipiente de agua que suministrara agua al sistema de refrigeración del freno debe poseer al menos la siguientes características:

- Debe tener un volumen suficiente como para suministrarle agua al Freno Dinamométrico durante varios ensayos.
- Debe tener la facilidad para que se le puedan agregar componentes químicos al agua contenida dentro de el, por ejemplo la cal.
- Las paredes del tanque deben ser resistentes al desgaste, a fin de evitar que las mismas suelten pequeñas partículas al deteriorarse las cuales entrarían circularían por el sistema de refrigeración pudiendo causar daños en el Freno Dinamométrico.
- El tanque debería tener dos tomas, una entrada y una salida de agua. Por la toma de suministro, el agua llegaría desde el embalse por gravedad; Por la toma de salida, el tanque suministraría agua al sistema de refrigeración del Freno Dinamométrico.

Cálculos de las dimensiones del Tanque o Recipiente.

Para la realización de tales cálculos se considerarán las siguientes variables:

- Potencia máxima a disipar en el freno en los ensayos: 58 KW
- Potencia máxima que puede disipar el freno: 130 KW
- Temperatura máxima del agua en el embalse: 35 °C
- Temperatura promedio del agua en el embalse: 30 °C
- Temperatura de salida máxima permitida por el freno: 60 °C
- Caudales de refrigeración : según anexo, diagrama requerimiento agua enfriamiento.
- Caudal máximo que puede circular por el freno: 1,1 lt/s

El sistema de Bombeo podrá entregar el caudal máximo (1,1 lt/s); pero para efectos de minimizar las dimensiones del tanque, se calculará el mismo en base al caudal máximo cuando se disipa 58 KW con las condiciones antes señaladas.

Para conocer el caudal que manejará el freno en el caso más desfavorable, primero se debe conocer la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del freno.

La temperatura máxima del agua permitida por el freno a la salida es de 60°C, por factor de seguridad se toma como temperatura de salida 55 °C. Aunque el freno posee un dispositivo que detiene la operación cuando la temperatura alcanza los 70 °C.

Para el caso más desfavorable la temperatura de agua a la entrada del freno sería, la temperatura máxima a la que puede llegar estar en el embalse, o

sea 35°C.

Se procede a obtener la diferencia:

$$\Delta T = 55 - 35 = 20^{\circ}\text{C}$$

Tomando la potencia máxima Pmax aprox. 60Kw y el diferencial de temperatura igual a 20°C, empleando la tabla anexa referida a la especificación del freno dinamométrico(caudal de refrigeración vs potencia), se tiene que:

Caudal máximo $Q=3,5\text{m}^3/\text{h}= 0,97\text{Lt}/\text{s}\approx 0,001\text{m}^3/\text{s}$.

Este sería el caudal a utilizar en el sistema de refrigeración, para una potencia a disipar de hasta 58 Kw.

Ahora bien falta por calcular el volumen de agua que almacenaría el tanque, para eso se debe conocer el tiempo de funcionamiento del BPTH en una jornada de pruebas.

Este BPTH no funcionará a menudo; es decir, el agua de refrigeración se usará en pocas ocasiones, pero en tales ocasiones se usará durante algún tiempo, este es el tiempo a utilizar para calcular este el tanque. La razón de ello es que mientras el BPTH se mantenga operando durante la jornada de pruebas de la turbina, y que no se tenga que detener para llenar el tanque y preparar el agua. Aunque si son varias jornadas se deberá llenar y preparar el tanque varias veces.

El volumen del tanque se obtiene multiplicando el caudal de $0,001\text{m}^3/\text{s}$ por el tiempo a estimar. Este tiempo se puede estimar en una hora.

$$V_{\text{tanque}} = 0,001\text{m}^3 / \text{s} \times 3600\text{s} = 3,6\text{m}^3$$

Dimensiones del tanque: Este tanque puede ser cuadrado, cilíndrico o esférico. Aunque para realizar la mezcla del agua con la cal, se prefiere uno cuadrado o uno cilíndrico. En el caso del cuadrado se puede optar por unas dimensiones de 1.9m de lado y 1m de altura.

En caso de ser cilíndrico se opta por una base de 2,15m de diámetro y una altura de 1m que igualmente facilita la mezcla por su parte superior.

Ambos tipos de tanque o recipiente pueden adquirirse, o simplemente construirse a partir de bloques de cemento o láminas de metal, teniendo el tanque en su parte interna un recubrimiento especial de manera tal que no se deteriore la superficie interna y afecte el agua almacenada.

Ubicación del tanque: Por razones de espacio hay que colocar el tanque alejado del sistema de tuberías que conforman el BPTH. Una buena ubicación sería la parte izquierda del fondo del laboratorio, ya que también hay espacio para colocar un contenedor de cal, lo cual lo ubicaría más cerca del tanque con el fin de disminuir el traslado de cal hacia el tanque.

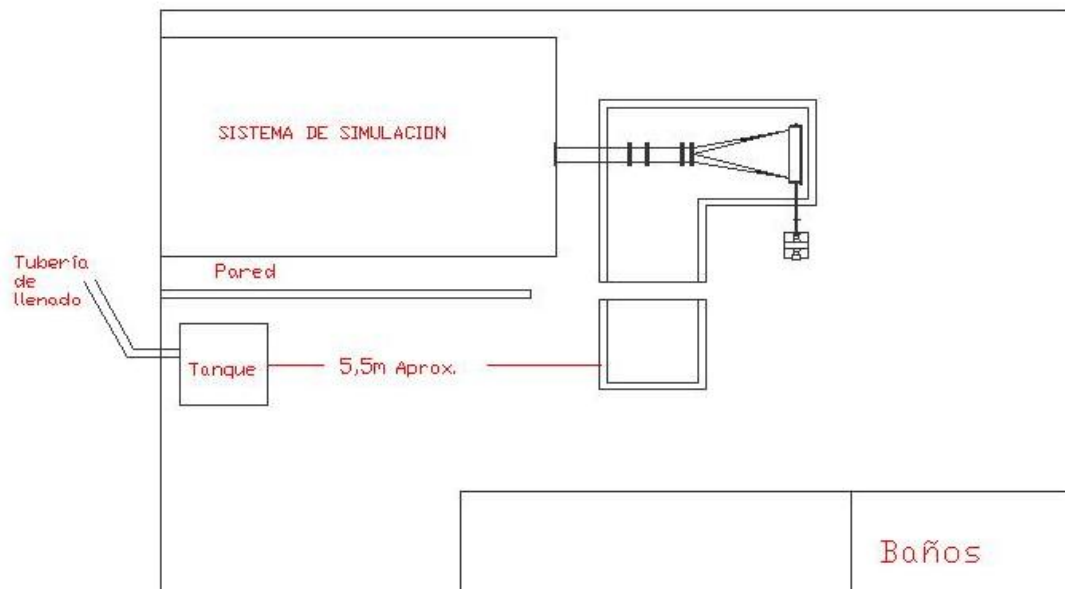


Fig. 7.14 Ubicación del tanque de almacenamiento de agua

7.2.5. Evaluación hidráulica del sistema de bombeo del agua de enfriamiento

Este sistema de bombeo para la refrigeración del freno posee los siguientes componentes: Tuberías; Bomba; Codos; Válvulas; Tanque; Freno Dinamométrico.

Los componentes mencionados excepto la bomba, causan pérdidas de carga en el agua de refrigeración, dichas pérdidas deben ser superadas por la Bomba para lograr así el suministro adecuado de caudal que el Freno Dinamométrico exige.

Este sistema tiene el diseño básico mostrado en la figura 7.15.

Cálculo de pérdidas:

Para el cálculo de pérdidas totales se procede con el cálculo de pérdidas en cada uno de los componentes del sistema de refrigeración

Pérdidas en tubería: Pérdidas en todas las secciones de tuberías del sistema de refrigeración. Estas están dadas por la ecuación de Darcy Weisbach.

$$(Ec.7.9) \quad h_f = \frac{f \times L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Primero se debe conocer el tipo de tubería a utilizar (metal o PVC).

La ventaja de la tubería PVC sobre la tubería de metal, es que el desgaste es menor con lo cual no existe la posibilidad de entradas de partículas metálicas dentro del freno.

Para los cálculos usaremos ambos tipos de tuberías.

La toma de agua del freno es de un diámetro de 1 ¼ pulg.

La tubería también será de este diámetro.

Los parámetros de la ecuación 7.9 son:

- h_f : Pérdidas de energía por fricción en los contornos, expresada en la altura de fluido (por ejemplo, en metros)
- f : Coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach.
- L : longitud del tramo de tubería asociado con la pérdida de energía señalada.
- D : Diámetro de la tubería.
- V : Velocidad media del flujo.
- g : aceleración de la gravedad

El coeficiente f depende a su vez del número de Reynolds (R_e) en la (Ec. 5.16) y la rugosidad relativa de la tubería.

Como el fluido en la tubería es turbulento, se utiliza el diagrama de Moody para el cálculo de f .

Primero se debe conocer la velocidad en la tubería:

$$V = Q/A = \frac{Q}{\pi/4 \times D^2} = \frac{0,001 m^3/s}{\pi/4 \times (1,25 \text{ pulg} \times 0,0254 m/\text{pulg})^2} = 1,3 m/s$$

Suponiendo una temperatura de circulación de 35°C y en la tabla anexa se tiene que la viscosidad cinemática es igual a $6,661 \times 10^{-7} m^2/s$.

Sustituyendo en la ecuación de Reynolds:

$$R_e = \frac{1,39m/s \times (1,25 pulg \times 0,0254m / pulg)}{6,661 \times 10^{-7}} = 66766$$

Estimando la rugosidad relativa en 0,002 en un tubo de acero y entrando en el diagrama de Moody con estos valores nos queda que el coeficiente de fricción es:

$$f=0,25$$

Tomando las medidas aproximadas desde el tanque de agua hasta el freno como se puede ver en el plano (Fig. 7.13), tales medidas suman 13.2 m incluyendo la longitud del de la tubería de desagüe del freno. Luego L= 8m.

Sustituyendo en la ec. 7.9 nos queda:

$$h_f = \frac{0,25 \times 13,2}{1,25 \times 0,0254} \times \frac{(1,3)^2}{2 \times 9,8} = 8,97m$$

En el caso de tuberías de plástico (PVC), el coeficiente f según Lamont es aproximadamente cero, y por ser la longitud de la tubería tan pequeña, esta pérdida puede despreciarse.

Pérdidas localizadas de energía: En este sistema de refrigeración existen otras pérdidas, debido a codos, válvulas y demás accesorios.

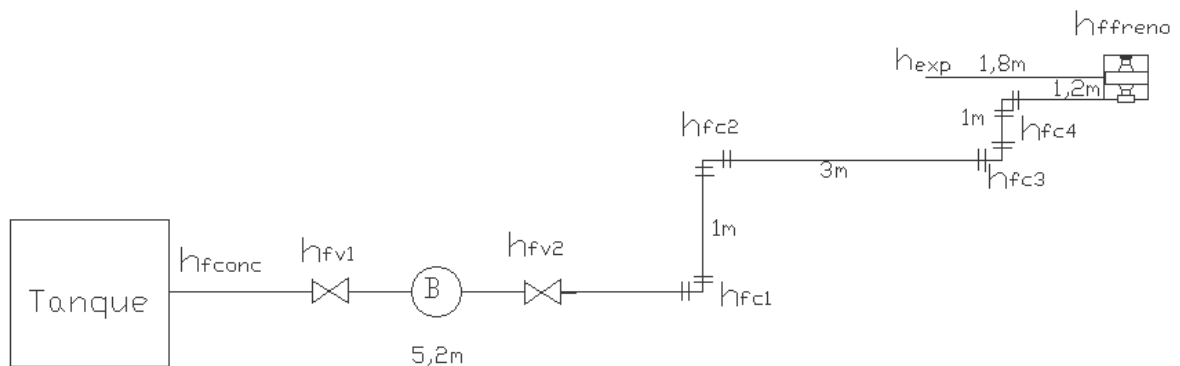


Fig. 7.15 esquema del sistema de refrigeración del freno.

Según el diagrama existen pérdidas en los siguientes elementos: Salida del tanque (Contracción brusca); Válvulas de regulación; Codos; Freno Dinamométrico.

Pérdidas en la salida del tanque: Esta es una pérdida por contracción brusca, desde un recipiente a una pequeña tubería esta se aproxima por la ecuación

$$(ec.7.10) \quad h_{conc} = 0,5 \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Pérdidas en Válvulas: En este caso para la regulación del agua de refrigeración se selecciona una válvula de globo, por ser excelente en la estrangulación de flujo. La válvula de paso ubicada antes de la bomba se selecciona del mismo tipo, aunque se podía escoger una válvula de esfera, pero las pérdidas en la misma son grandes. Luego las pérdidas se representan por:

$$(ec.7.11) \quad h_{fv} = 3,6 \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Pérdidas en codos: En codos de 90 grados con radios de curvatura pequeños, se pueden aproximar las pérdidas de la forma:

$$(ec.7.12) \quad h_{fc} = 0,75 \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Pérdidas por expansión brusca: En la tubería de desagüe del agua de refrigeración, la cual desemboca en el pozo ocurre una expansión repentina del fluido hacia el medio ambiente, esta pérdida se expresa por la ecuación:

$$(ec.7.13) \quad h_{fe} = \frac{V^2}{2 \times g}$$

Pérdidas en el freno: en la tabla anexa de caudal de refrigeración vs potencia absorbida por el freno se indican las pérdidas de carga del agua al pasar por el freno, con lo cual puede obtenerse la caída de presión en cualquier condición de operación.

Para el caso más desfavorable de operación: $\Delta T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $P_{\text{eje}}=60\text{Kw}$ se tiene

$$\Delta P=0,6\text{ Bar} = 6,13\text{ m.c.a}$$

Sustituyendo la velocidad (1,3m/s) en las ecuaciones 7.10 a 7.14 se tiene:

$$h_{\text{conc}} = 0,5 \times \frac{(1,3)^2}{2 \times g} = 0,0429\text{m}$$

$$h_{\text{fv}} = 3,6 \times \frac{(1,3)^2}{2 \times g} = 0,31\text{m}$$

$$h_{\text{fc}} = 0,75 \times \frac{(1,3)^2}{2 \times g} = 0,0647\text{m}$$

$$h_{\text{fexp}} = \frac{(1,3)^2}{2 \times g} = 0,086\text{m}$$

Las pérdidas totales en el sistema de refrigeración (h_{fref}) están dadas por la ecuación:

$$(ec.7.14) \quad h_{\text{fref}} = h_{\text{f tub}} + h_{\text{f conc}} + 2 \times h_{\text{fv}} + 4 \times h_{\text{fc}} + h_{\text{f exp}} + h_{\text{f freno}}$$

Sustituyendo:

$$h_{\text{fref}} = 8,97 + 0,0429 + 2 \times 0,31 + 4 \times 0,0647 + 0,086 + 6,13 = 16,1\text{m}$$

Tanto el freno como el tanque están en el mismo nivel, y tanto la descarga del freno como el tanque están a presión atmosférica, luego la altura (H_{Bref}) que debe dar la bomba de este sistema deberá ser solo para vencer las pérdidas de carga totales en el sistema de refrigeración:

$$H_{Bref}=h_{fref}$$

Para la selección de la bomba se aumenta ligeramente la altura neta para así prevenir los desgastes producidos por el tiempo en el freno.

Para este caso se consideró $H_{Bref} = 20m$.

En cuanto al caudal se toma el valor nominal de 1lt/s. Por ser una bomba pequeña la velocidad debería ser alta (3600RPM) para así tener un buen rendimiento, en este tipo de bombas el rendimiento oscila en 0,5.

Luego para calcular la potencia de la bomba viene dada por la ecuación 5.3 dividida entre el rendimiento:

$$P_{ejeB} = \frac{9800 \times 0,001 m^3 / s \times 20m}{0,5} = 392W = 0,525HP$$

De acuerdo a este resultado se recomienda una bomba con una potencia aproximada de 1 HP.

7.3. Instalación Del Tubo Venturi

7.3.1. Montaje de las bridas

Para la instalación del Tubo Venturi seleccionado modelo BR27750-72-61 con el sistema de tubería del BPTH se requiere una soldadura a tope directo a la tubería o un arreglo de bridas. Por razones de alineamiento y para facilitar el montaje y el mantenimiento se recomienda el arreglo de bridas en los extremos

del tubo Venturi. Las Bridas se soldarán al Tubo Venturi y así efectuar el montaje con la tubería de 12 “ según el procedimiento de atornillado de bridas descrito por las normas AWWA.

El fabricante del tubo Venturi especifica que el código BR27 es el número de ensamblaje, el número siguiente 750 indica la relación de diámetros ($\beta = 0,750$) y los otros números se refieren al tipo de conexión según el tamaño del tubo venturi y el número de schedule que indica la presión que debe soportar los flanges o bridas.

Para la selección de bridas se consulta las referencias de tabla#1 y tabla#2 de bridas de tuberías de acero con presiones de hasta 175 psi.

Las bridas específicas para el tubo Venturi de 12 pulg de diámetro, tienen como longitud 31,75mm (1,25pulg) y un diámetro de 482,6mm (19pulg), según el gráfico referido en el anexo.

El tipo de brida seleccionada es la clase “D” que corresponden a las que tienen una boca de conexión para realizar una unión con la tubería mediante una soldadura a tope.

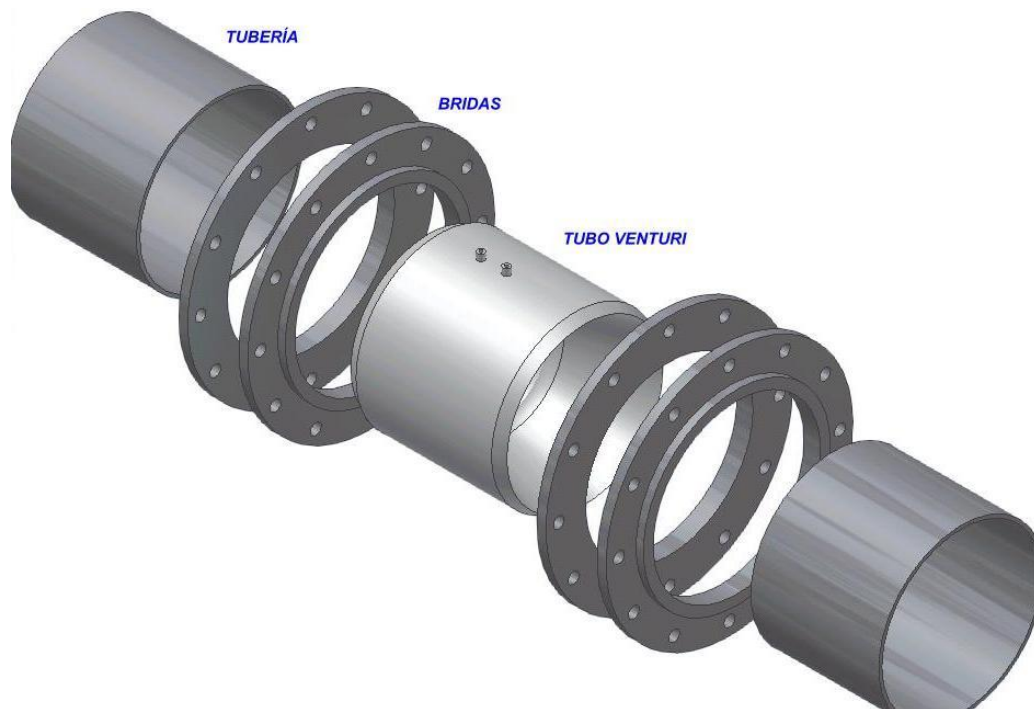


Fig. 7.16 Montaje del Tubo Venturi

Es necesario el montaje de empaaduras entre las bridas para obtener un cierre hermético entre las mismas. La norma AWWA C-207-86 (4) especifica el tipo de empaadura a utilizar.

Los pernos que deben tener las bridas para su correcto acople, según la tabla#2 anexa de la norma AWWA, poseen un diámetro nominal de 0,875pulg. El material del perno recomendado es acero al carbono ASTM A307, grado A ó B.

7.3.2. Equipos para transformar la señal

Para la facilidad en las lectura del caudal del BPTH, el tubo Tubo Venturi seleccionado se le agregará un transductor diferencial de presión en las dos tomas de presión que dispone el Tubo Venturi. A continuación a este transductor se le colocará un convertidor de raíz cuadrada a lineal.

Los tres cables de salida de este dispositivo están dirigidos hacia el panel de lectura de variables ubicado en el cuarto de lectura. Una forma esquemática como van colocados estos equipos se muestra en la siguiente figura:

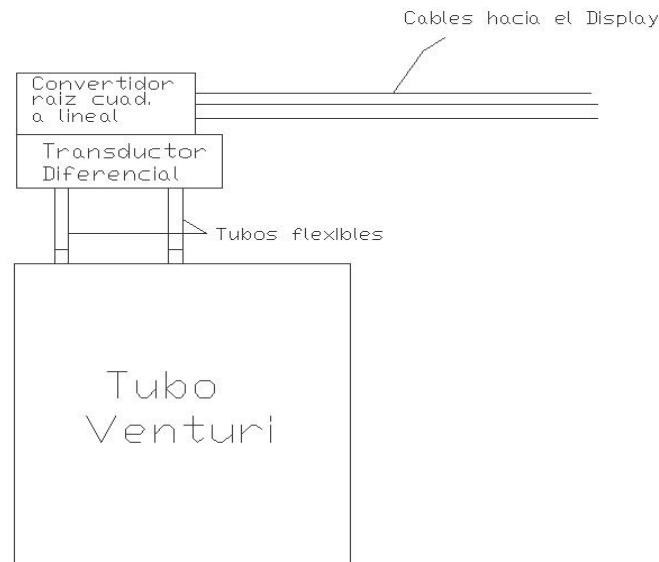


Fig.7.16 Esquema del sistema de medición diferencial de presión

Cabe destacar que las tomas de presión en el tubo Tubo Venturi se harán mediante tubos flexibles o los que disponga el mismo transductor diferencial de presión. Estos tubos deben tener un diámetro nominal de 5mm para que calcen en los orificios de toma de presión del tubo Tubo Venturi.

El transductor que seleccione la empresa deberá soportar pequeñas vibraciones que se puedan producir durante la operación del BPTH. En los anexos hay una recomendación de un transductor diferencial de presión el cual opera con los rangos de caudal del BPTH.

El elemento final de lectura puede ser fácilmente un display o pantalla digital del cual existen muchos tipos, este recibirá los tres cables que traen la señal de medición de tubo Tubo Venturi. El display estará ubicado en el panel de lecturas de variables ubicado en el cuarto de lectura. Este se muestra en el esquema general del panel de lectura.

7.4. Desarrollo del Sistema de Medición de Presión

A continuación se exponen los diferentes cálculos para el elemento medidor de presión que como se ha mencionado estará ubicado aguas abajo del tubo Tubo Venturi y antes del tramo de transición. Se ubicarán transductores de presión en un tramo de tubería llamado anillo piezométrico, estos enviarán la señal eléctrica al tablero de lectura, ubicado en el tablero de lectura.

7.4.1 Descripción del anillo piezométrico

Este es el tramo donde se coloca el anillo piezométrico pero sin las bridas, este anillo debe tener al igual que la tubería un diámetro interno 12 pulg. Para una mayor certeza en las mediciones, en este anillo se alojarán cuatro transductores

de presión, esto se debe a que la tubería por ser tan grande la distribución de velocidades dentro de la misma no es uniforme y por consiguiente la de distribución presión tampoco, luego para una mejor medición se deben colocar medidores de presión a los lados uno arriba y uno abajo y sacar el promedio de las mediciones.

En cuanto a la longitud del anillo piezométrico (L_A), este tendrá la longitud que resulte de restar la longitud de dos bridas a los 20 cm (L_P) ya predefinidos.

$$(ec. 7.15) \quad L_A = L_P - 2 \times L_X$$

Sustituyendo en la ecuación 7.15.

$$L_A = 200 - 2 \times 31,75 = 136,5mm$$

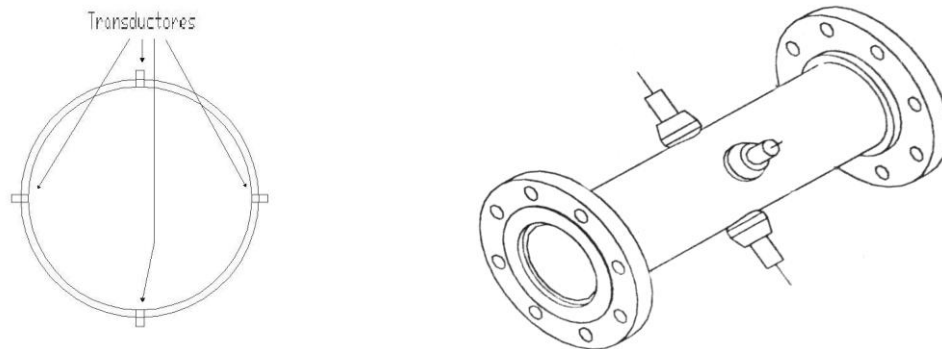


Fig.7.17.a. Vista frontal del anillo piezométrico

7.17.b Vista isométrica del anillo piezométrico

El diámetro de los cuatro orificios que debe llevar este anillo dependerá del tamaño y forma del transductor.

7.4.2 Selección de los transductores de presión

Para las mediciones de presión en el anillo piezométrico se recomienda el transmisor de presión OEM modelo 891.14.540 de la empresa WIKA Instrument

Corporation. Como las presiones en el anillo tendrán como máxima 75 psig. Se selecciona el que está da como rango de presión 0—100 psig.

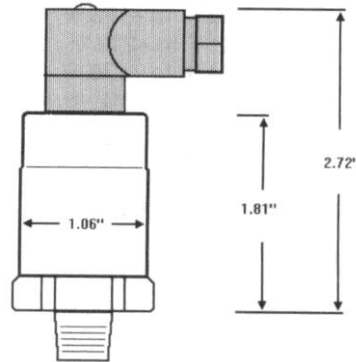


Fig. 7.18 Transductor de presión WIKA

Este transmisor de presión tiene como diámetro de cabeza 11mm, lo cual indica que los agujeros del anillo deberán ser de 11mm.

Cabe destacar que este transductor esta destinado para medir presión en general, sobre líquidos pocos corrosivos y pocos viscosos como el agua que se utiliza en las pruebas.

La señal de salida que envía este transmisor es de 4—20Ma.

Estos transmisores deben ser alimentados con una corriente de 12 a 30 VDC.

Tienen además otras características importantes como la precisión, repetibilidad, etc, que aparecen como referencias en los anexos.

7.4.3 Selección y ubicación de los elementos final de lectura

La información que transmite el transmisor debe ser desplegada por un receptor, esto por lo general es un display o pantalla digital. Para este caso se recomienda nuevamente el de fabricante WIKA, es un medidor digital programable modelo 907.50.9X0. Dicho display tiene múltiples funciones, entre ellas está la alimentación directa al transmisor con un voltaje de 18 VDC, excluyendo así a los

transmisores de la alimentación de voltaje por otros medios. Este es un equipo suficientemente versátil para tales propósitos.

Otro equipo recomendado para la recepción y lectura de datos es el se dispone en la empresa. Este modelo es el Sistema Instrumentación Modular marca Himmelstein System 6 cuyo modelo es : model 6-488B, según especificación referida en los anexos. La ventaja de este sistema es que esta integrado por una unidad programable. En la misma se pueden leer los valores de presión así como los de diferencial de presión, y por ser programable se pueden leer los valores de caudal directamente. Con lo cual se puede prescindir del convertidor de raíz cuadrada que se usa tradicionalmente cuando se desea medir caudales de flujo.

El equipo se ubicara en la parte izquierda del cuarto de lectura(ver esquema general), donde serán leído todos los parámetros durante los ensayos a las TH.

7.5.Diseño del sistema de cableado y protección para los motores eléctricos del BPTH

A continuación se expone la distribución de cables y distintos equipos necesarios para el funcionamiento de los motores. Como se ya se ha mencionado, existen tres motores eléctricos cuyas características son:

Potencia: 90 HP	Frecuencia: 60 Hz
Tensión: 440/220 V Δ	Factor de potencia: 0,86
Corriente: 111/222 A CA	Iso ¡k! Clase B
Velocidad: 1180 RPM	12 terminales

Desde el tablero principal salen los cables que alimentan de energía eléctrica a los tres motores eléctricos que mueven las bombas centrífugas del sistema de simulación. El tamaño y distribución de los cables dependerán de la estructuración del sistema de protección de los motores.

Para la protección de motores y buena operación de los mismos deben existir los siguientes elementos mencionados en el capítulo anterior:

- Arrancador (puede ser estrella-triángulo)
- Contactores
- Relé térmico
- Interruptor principal

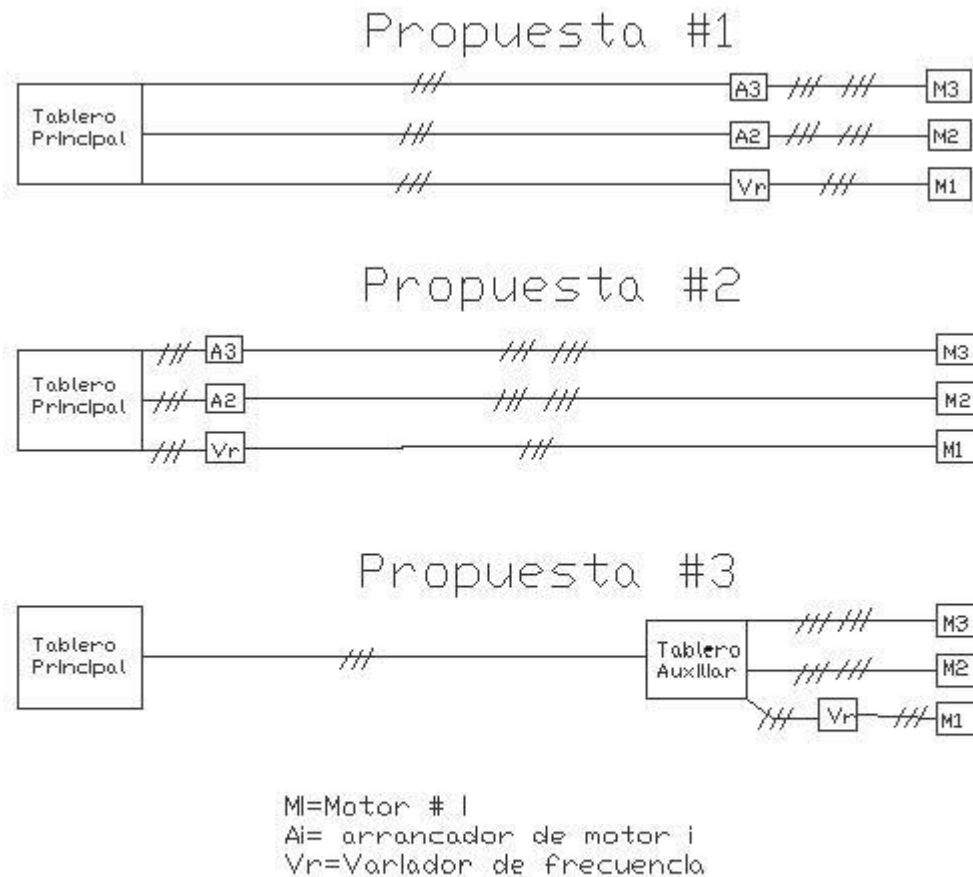
Cabe destacar que existen otros accesorios complementarios del motor para una mejor comodidad y seguridad en cuanto a operación de los mismos, pero los enunciados son los más importantes, sobre todo el arrancador y el relé, equipos explicados en el capítulo anterior.

En todo caso la secuencia de los equipos es la siguiente:

- Interruptor principal
- Contactor
- Arrancador
- Relé térmico
- Motor

7.5.1 Propuesta para la protección de los motores.

A continuación se presentan algunas propuestas para la protección de los motores:



Tanto contactor, rele termico estan incluidos en la caja del arrancador identificada simplemente A1

Fig. 7.19 Propuestas eléctricas para los motores eléctricos

En todas las propuestas, el arrancador, el contactor y el relé están dentro de la caja protectora o tablero auxiliar para el caso de la tercera propuesta.

En el caso del primer motor, el variador de frecuencia está identificado por “Vr” , en este caso la caja Vr aloja al contactor y al variador de frecuencia, este último hace las veces de arrancador y de relé térmico.

Para el tercer caso el contactor del motor uno está dentro del tablero auxiliar.

Los contactores son activados mediante cables finos desde el cuarto de lectura.

Análisis de las propuestas:

En la propuesta número 1 , se tiene la ventaja de posicionar los equipos dentro de la caja muy cerca del motor, y por consiguiente las distancias de los seis cables son cortas, disminuyendo así los costos.

La propuesta número dos se descarta por tener demasiada longitud los seis cables por motor que parten desde los arrancadores o variador de frecuencia. Esta propuesta es semejante a la primera, aunque en este caso se tiene la ventaja de operar los equipos dentro de la caja lejos de los motores, esto sería un poco más cómodo. Esta última ventaja se debilita al tenerse en cuenta que los contactores serán activados por pulsadores en el cuarto de lectura, no siendo necesario estar cerca del motor para su arranque y parada, por lo tanto la primera propuesta es igual pero más económica.

En la propuesta número tres, se tiene la ventaja de tener solo tres cables que partirán del tablero principal.

Teniendo en cuenta que solo pueden haber encendido dos motores al mismo tiempo, el tamaño de los tres cables gruesos se reduce, ya que solo suministrará corriente a dos motores cuando máximo y no a tres como podría suceder.

En este caso los seis cables por motor que salen del tablero principal , tienen una longitud mayor a los de la propuesta número uno, sin embargo esta última propuesta es la más económica, tomando en consideración además que solo existe una caja protectora (tablero auxiliar) en ves de dos.

Por lo tanto se opta por la propuesta número tres.

Ninguna de las propuestas de la figura 7.19 esta detallada. Un detalle es que el variador de frecuencia no está tan cerca del motor uno. Este equipo estará en el cuarto de lectura, con el fin de alejarlo de las vibraciones, los ruidos producidos por los motores y el resto del sistema de simulación, además de poder controlarse fácilmente desde el interior del cuarto, dando así una mejor operación del sistema de simulación, ya que el operario podrá observar los demás parámetros mientras controla el equipo (RPM del motor uno).

Los contactores de los motores se activarán mediante pulsadores ubicados el panel de lectura. Estos mediante cable muy fino y no costoso activan con facilidad los contactores contribuyendo así a un encendido más cómodo de los motores. Véase esquema general del panel de lectura.

7.5.2Cálculo del tamaño de los cables conductores

Los cálculos del diámetro del cable conductor se efectúan en base a la condición de operación del sistema de simulación . En este sistema solo operan dos motores a la vez como máximo de los tres con que se cuentan.

Para una eventual reducción de costos en la adquisición de los cables conductores, se considera que los motores van a estar alimentados a una tensión de 440 voltios.

Cálculo del cable trifásico que viene del tablero principal:

Para este cálculo se toma en cuenta la condición más desfavorable:

Dos motores encendidos, uno ya en funcionamiento y otro en el instante del arranque.

La intensidad de corriente que circulará cable correspondiente es:

$$I = 1,25 \times 111 + 111 = 250A$$

El factor 1,25 indica la condición de seguridad.

De acuerdo al Código eléctrico Nacional (CODELECTRA) , en el procedimiento para seleccionar el tamaño del cable se deben considerar los siguientes datos:

Potencia nominal de los Motores : $90 + 90 = 180$ HP

Temperatura máxima permisible por el cable Tmax:75 C

Corriente nominal: 250 Amp.

Tensión nominal de cada motor: 440 V

De la tabla anexa (Tabla de selección de conductor y protección contra sobrecorrientes en circuitos de motores) el tipo de cable a seleccionar es:

Cable tipo TTU, tamaño MCM 350, con diámetro de tubería sobredimensionado $D=3 \frac{1}{2}$ pulg.

Este tubería permite hasta cinco cables y fue seleccionada para alojar los tres cables sin estar muy ajustados en su interior.

CODELECTRA recomienda el cálculo de la caída de tensión a lo largo del cable para así evitar el suministro inadecuado de voltaje al equipo alimentado. Para este cálculo se debe considerar la longitud aproximada de cable, para el caso en estudio es 20 m.

Según las tablas de CODELECTRA para esta longitud hay una caída de tensión aproximada de alrededor de 0,35 %. Esta caída es despreciable, y por tanto no representa para la alimentación de voltaje hacia los motores del banco de pruebas.

Cálculo de los cables de alimentación de los motores (2) y (3):

Estos motores estarán provistos de un arreglo estrella -triangulo para así tener un arranque a tensión reducida. Por tanto a cada motor le llegan dos cables trifásicos cuya intensidad es la siguiente:

$$I = 111/\sqrt{3} = 64Amp$$

con este valor se halla en la tabla de CODELECTRA el tipo de cable y el diámetro de la tubería.

Cable TIPO TTU, Tamaño AWG # 4, Diámetro de tubería D= 2 pulg.

Para los motores (2) y (3) se requieren 6 cables para cada uno.

Cálculo del tamaño de cable de alimentación del motor (1) con variador de velocidad:

Este motor será arrancado con el Variador de Velocidad, por tanto solo requiere tres cables conductores.

La intensidad que circularía por el mismo es 111 Amp.

Según la Tabla de CODELECTRA el tipo de cable a seleccionar es :

Cable tipo TTU, Tamaño AWG # 1/0, de diámetro de tubería D= 2 pulg.

7.5.3 Conexión de los cables en los bornes del motor

TABLA 7.4 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE CABLEADO PARA LOS MOTORES ELÉCTRICOS				
TRAMO DEL CABLE	TIPO Y TAMAÑO DE CABLE	LONGITUD APROXIMADA DEL CABLE	NUMERO DE CABLES	DIÁMETRO DE LA TUBERÍA
Cable principal	TTU MCM 350	20650 mm	3	3 ½ pulg
Cable Motor 1	TTU AWG #1/0	16700 mm	3	2 pulg
Cable Motor 2	TTU AWG #4	12700 mm	6	2 pulg
Cable Motor 3	TTU AWG #4	11200 mm	6	2 pulg

Los motores (M2) y (M3) se conectarán en estrella-delta, mientras que el motor (M1) simplemente se conectará en delta. La Bornera de los motores están representada en el siguiente diagrama:

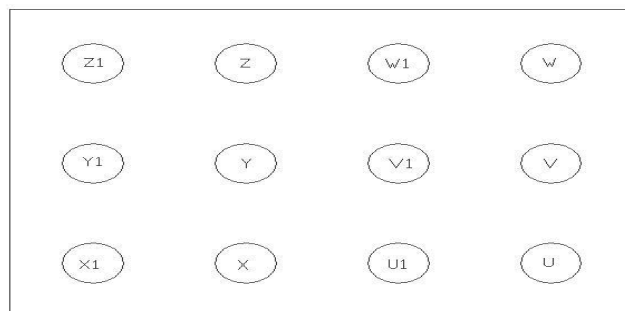


Fig. 7.20 Diagrama de la Bornera de los motores eléctricos ABB.

Para las conexiones de los bornes se hace una analogía con los bornes de los motores que utilizan la norma NEMA.



Fig.7.21 Diagrama de los Bornes de los motores según NEMA

La analogía es la siguiente de acuerdo al orden ascendente de su enumeración:

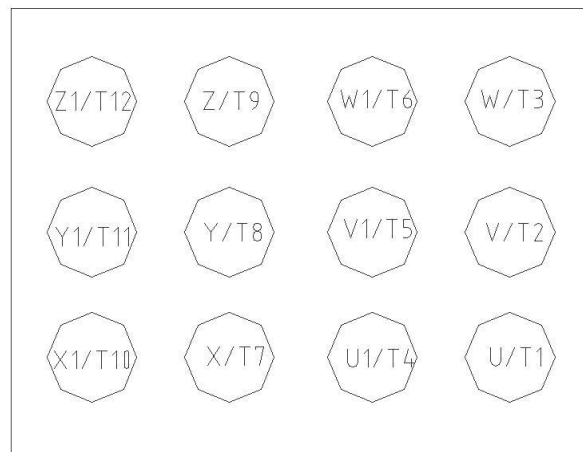


Fig.7.22 Diagrama de semejanza entre bornes NEMA y bornes ABB

La conexión de tres cables para el motor M1 es solo en triángulo y tiene la forma del diagrama siguiente.

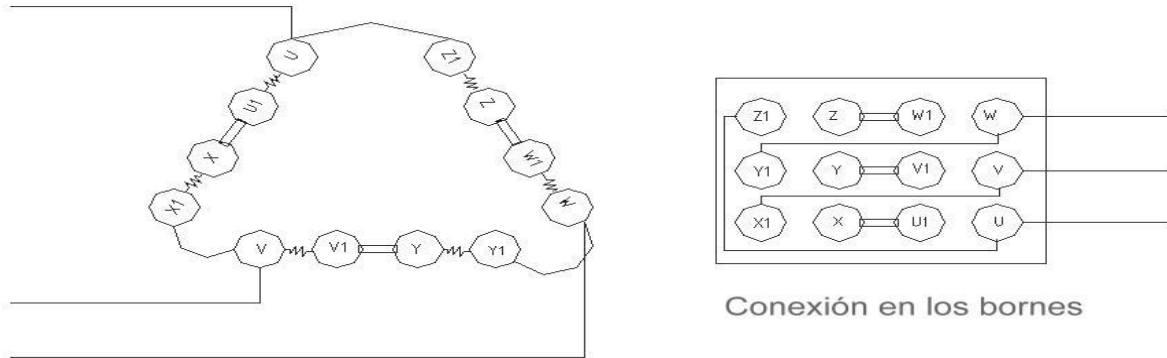


Fig.7.23 Conexión delta de los bornes de los motores

La conexión para los motores M2 y M3 es en estrella-delta, la conexión se hace con los equipos mencionados, el siguiente diagrama muestra una conexión típica en estrella-delta, para un motor, con un diagrama de arrancador de los más usuales:

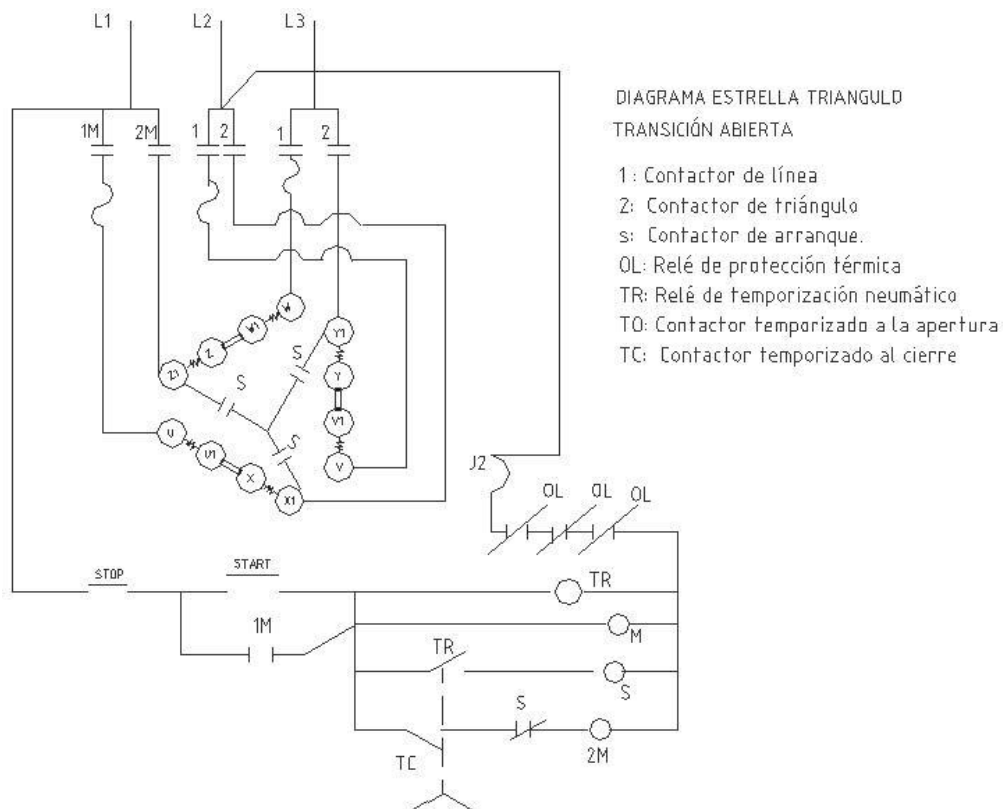


Fig.7.24 Diagrama estrella-triángulo

Los cables que se conectan a los bornes del motor, tienen la forma siguiente:

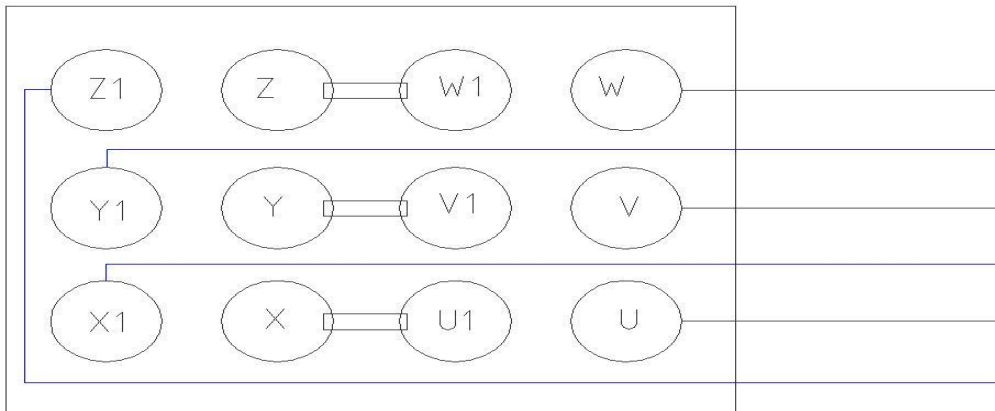


Fig. 7.25 Diagrama de la conexión estrella-triángulo de los motores a utilizar.

Los cables azules son los utilizados para el arranque en estrella, para el resto de la operación solo circula corriente por los cables de color negro en el diagrama.

Nota: Es recomendable verificar bien la analogía hecha con los motores de la norma NEMA, ya que no se garantiza de que los análogos de los bornes T4,T5,T6 con la correspondiente norma europea sean los bornes U1,V1,W1; ya que pueden ser los bornes X,Y,Z. Para tal propósito se recomienda medir la continuidad a la hora de realizar la conexión entre los bornes U y U1, y si la hay, entonces la analogía hecha es correcta, si no hay continuidad, entonces la analogía de los bornes T4,T5,T6 son los bornes X,Y,Z y los bornes T7,T8,T9 tendrán como análogos a los bornes U1,V1,W1. Si esto ocurre de todas maneras no habría error en las conexiones, pero en caso de realizar labores de mantenimiento en el mismo se debe tener en cuenta lo descrito.

7.6 Tablero de lectura

Este equipo estará conformado por los siguientes elementos, los se han mencionado a lo largo del trabajo:

- Unidad de control del Freno Dinamométrico de corrientes parásitas.
- Display del caudal (señales del tubo Tubo Venturi).
- Display de presión (Señales de los transductores de presión del tramo piezométrico).
- Tres (3) pulsadores, los cuales activarán los contactores de los motores eléctricos.

La unidad de control del Freno Dinamométrico permite realizar muchas funciones para el control del Freno Dinamométrico y así controlar el BPTH, tiene la facilidad de ajustar las RPM constante en una turbina o bien sea un torque constante entre otras funciones, control el freno contra sobrecalentamientos y operación indebida fuera los rangos de operación del mismo. La colocación del mismo en el cuarto de lecturas, no es problema, ya que se dispone de suficiente longitud de cables (15m aprox).

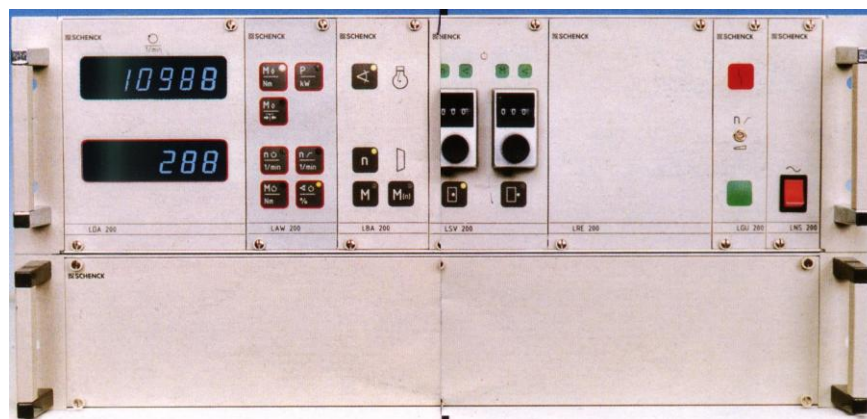


Fig. 7.26. unidad de control

El posicionamiento de estos equipos en el tablero de lectura se hizo de manera arbitraria quedando su ubicación en un tablero de 1.2m por 1m, de la manera mostrada en la figura:

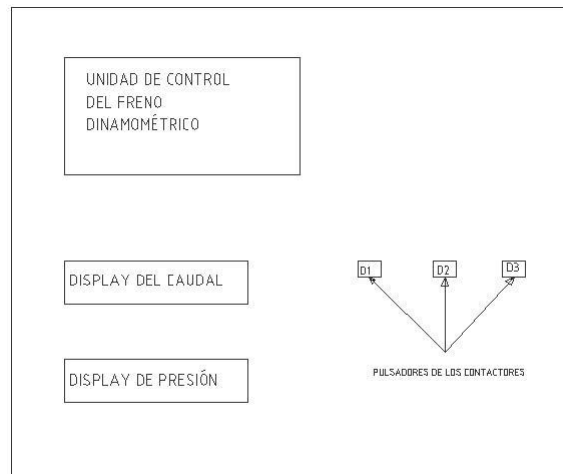


Fig.7.27. Esquema del panel de lectura.

7.7 Esquema general.

Algunos de los contactores, arrancadores, cables de los motores se muestran en los anexos, así como también un presupuesto de la empresa ABB de Venezuela.

Una vista general del cableado se muestra en los planos anexos, las longitudes de los cables fueron escogidas de acuerdo a las magnitudes del galpón, y se trato que sean lo más corta posible con el fin de disminuir los costos. Para el cable de los transductores de presión y el del transductor diferencial de presión se tomo en cuenta que deben estar elevados dos metros sobre el piso del galpón al igual que el cableado general de los motores. Los sujetadores de los cables aéreos pueden estar sostenidos del techo del galpón.

Capítulo VIII: Guía práctica para realizar las pruebas

Para la realización de ensayos de las turbinas hidráulicas se necesita conocer una serie de procedimientos con el fin de dimensionar la turbina correctamente, además de hacer funcionar el BPTH de la mejor manera y así conseguir buenos resultados.

8.1 Parámetros principales recomendables para ensayar modelos

Para ensayar el modelo de un prototipo, se necesita saber los parámetros con que trabaja el prototipo (Q, H, n) y sus dimensiones principales.

A partir de los datos del prototipo, y asignando dos parámetros al modelo, se pueden calcular el resto de los parámetros que tendrá el mismo.

Este subcapítulo está enfocado hacia modelos de TH-MB. Un parámetro que siempre se asignaría es el diámetro exterior del rotor (D_{eR}), tendrá una magnitud preferiblemente de 300mm, se puede optar por 20 y 25 cm. Pero no menos.

El otro dato a asignar depende de las RPM a las que giraría el modelo, ya que como se recalco en el subcapítulo 5.4 el freno dinamométrico de corrientes parásitas que se eligió necesita altas RPM para potencias relativamente altas (30-50 KW). Véase la fig. 5.11. Por ejemplo para una TH-MB generando 35KW en su eje, el freno necesita disipar tal energía con su eje girando a 1000 RPM como mínimo para su buen funcionamiento.

Para la correcta construcción y simulación del modelo, sería perfecto que se aproxime la semejanza dinámica entre el modelo y el prototipo, entre otras palabras que tengan igual número de Froude, pero dado las limitaciones que

pueda existir, en muchos casos esta semejanza no se cumple, lo que lleva consigo a que el rendimiento interno del prototipo y del modelo sean diferentes.

Una alta limitación es que el diámetro exterior del modelo debe ser 300mm o mayor para que exista una semejanza dinámica, aunque en un modelo de diámetro exterior de 250mm, la semejanza dinámica no difiere mucho, pero para un diámetro de 200mm la semejanza dinámica es muy diferente, a pesar que el número de Froude sea el mismo entre el modelo y el prototipo. No se puede trabajar con un diámetro mayor a 300mm, ya que las estructura y la hidráulica del sistema de simulación no lo permiten, luego la primera opción para la construcción del modelo es asignarle un diámetro exterior de 300mm.

Puede ocurrir que debido a limitaciones del freno aún pudiendo realizar un modelo de 300mm de diámetro exterior, no se cumpla la semejanza dinámica, en este caso solo existirá semejanza cinemática y estática.

El que se cumplan únicamente estas dos semejanzas entre modelo y prototipo, no indica que no se puedan realizar ensayos de modelo con credibilidad. Hay que tener en cuenta que en los ensayos de modelo de TH de reacción solo se cumplen estas dos semejanzas, no se cumple la semejanza dinámica, al menos que el modelo y el prototipo sean del mismo tamaño, o que el fluido de trabajo tanto del modelo y del prototipo sean diferente tal que el número de Reynolds entre el modelo y el prototipo sean iguales. Por lo tanto se puede ensayar un modelo de TH-MB con solo la semejanza estática y cinemática.

Al modelo o propio prototipo, se le deben realizar muchas pruebas para así construir las curvas o conchas de eficiencias que se realizan normalmente durante las pruebas a una turbina hidráulica. Pero el procedimiento a mencionar va dirigido solamente a los datos principales (nominales) en los que trabaja el prototipo.

Procedimiento a utilizar para el cálculo de los parámetros:

Paso 1) Conocer los datos del prototipo:

- Caudal (Q_p)
- Altura neta de carga a la entrada de la turbina (H_p)
- Velocidad de rotación (n_p)
- Diámetro exterior del rotor (D_p)

Paso 2) Calcular la relación de escalas entre modelo y prototipo:

$$(ec. 5.17) \quad \lambda = \frac{D_{ep}}{D_{em}}$$

Calcular λ para un diámetro de modelo (D_m) de 300mm.

Calcular los parámetros del modelo de acuerdo a la ecuación de semejanza dinámica de Froude (ecuaciones 5.17; 5.20; 5.21):

$$Q_m = \frac{Q_p}{\lambda^{5/2}}$$

$$H_m = \frac{H_p}{\lambda}$$

$$n_m = n_p \times \lambda^{1/2}$$

Se verifica si el caudal y la altura son menores a los que puede dar el BPTH, $0,4m^3/s$ y $40m$ respectivamente. Si no es así, ir al paso 3.

Se aproxima la potencia en el eje del modelo:

$$(ec.8.1) \quad P_m = Q_p \times H_m \times 9800 \times 0,8$$

Se calcula las revoluciones mínimas exigidas por el freno para tal potencia:

$$n_{f \min} = \exp((\log(P_m) + 3.4126)/1.656) \quad \text{Para } P_m=1...52\text{KW}$$

$$n_{f \min} = \exp((\log(P_m) + 1.5377)/1.0506) \quad \text{Para } P_m=52...58\text{KW}$$

Ecs. 8.2a y 8.2b
(Potencia en KW)

Si las RPM (n_m) son mayores que las RPM mínimas exigidas por el freno ($n_{f \min}$) y son menores a 1500, entonces:

Los parámetros recomendables para el modelo son los calculados. Y el modelo tendrá semejanza dinámica y cinemática con el prototipo. De no cumplirse la inecuación, pasar a paso 3.

Fin de los cálculos.

Paso 3) Calcular el número de caudal y número de presión con los datos del prototipo usando ecs. 5.9 y 5.10:

$$\varphi = \frac{Q}{n \times D^3} \quad \psi = \frac{H}{n^2 \times D^2}$$

Calcular el número de potencia del prototipo:

$$\text{Ec. 8.3} \quad \tau = \frac{P_p}{n_p^3 \times D_p^5}$$

La potencia en el eje del prototipo (P_p) se debe aproximar, a partir de los valores Q_p y H_p .

Paso 4) Se escoge un valor de potencia menor a 58KW, se recomienda que se escoja un valor menor a 30KW.

Con un diámetro de modelo de 300 mm y el número de potencia se calcula n_m despejándolo de ec. 8.3:

$$\text{Ec. 8.4} \quad n_m = \left(\frac{P_m}{\tau \times D_m^5} \right)^{1/3}$$

Se calcula n_{fmin} con ec. 8.2 y se verifica que:

$$n_m > n_{fmin}$$

De no ser así ir a paso 5)

De cumplirse la inecuación se calculan los parámetros del modelo con los número de presión y de altura:

$$Q_m = \varphi \times n_m \times D_m^3 \qquad H_m = \psi \times n_m^2 \times D_m^2$$

Ecs.8.5^a y 8.5^b

Si Q_m y H_m son menores a los que puede dar el BPTH entonces, estos son los parámetros recomendados, de no ser así ir a paso siguiente.

Paso 5) En este procedimiento pueden presentarse varios casos:

Caso1	Caso2	Caso3	Caso4
$n_m < n_{fmin}$	$n_m > n_{fmin}$	$n_m > n_{fmin}$	$n_m > n_{fmin}$
$H_m < 40m$	$H_m > 40m$	$H_m < 40m$	$H_m > 40m$
$Q_m < 0,4m^3/s$	$Q_m < 0,4m^3/s$	$Q_m > 0,4m^3/s$	$Q_m > 0,4m^3/s$

Para todos los casos primero se calcula la potencia máxima tal que las RPM de la turbina sean mayores a las exigidas por el freno. Tal potencia se calcula de la ecuación:

$$\text{Ec.8.6} \quad \tau = \frac{P_m}{(1.05 \times \exp((\log(P_m / 1000) + 3.4126) / 1.656))^3 \times D_m^5}$$

(Potencia en W)

Resolviendo la ecuación para los diámetro de modelo $D_m=0.3;0.25;0.2$ m. Se obtienen tres potencia máximas P_m . Luego se calcula n_m , primero se calcula n_{fmin} , con ec. 8.2

Luego $n_m=1.05n_{fmin}$ para los tres diámetros. Mientras el diámetro sea mayor la potencia y las RPM mínimas permitidas por el freno son menores.

Para el caso 1: Se selecciona una potencia igual o menor a la que resultado de la ec. 8.6 (se recomienda utilizar $D_m=0.3$ m, que es el que da la menor potencia).

Si se escoge una potencia menor, se calculan las RPM con la ec. 8.4, luego se calculan el caudal (Q_m) y la altura (H_m) con las ecs.8.5 Finalmente estos serán los parámetros recomendados.

Para el caso 3: En este caso se puede dejar la misma potencia asignada. Se reduce el diámetro desde 0.3m hasta el valor de 0.25m o 0.20m, de manera tal que $Q_m < 0,4 \text{m}^3/\text{s}$. Para este cálculo se usa la ecuación de número de caudal. Despejando:

$$\text{Ec. 8.7a} \quad Q_m = (D_m / D_P)^{4/3} \times Q_P$$

De no cumplirse ni siquiera para el diámetro de 200mm ($Q_m < 0.4$) pasar al paso número 6. Si se cumple entonces hay que comprobar que la altura neta H_m no se haya pasado de los 40m usando la ec.8.7b:

$$\text{ec. 8.7b} \quad \underline{H_m = (D_p / D_m)^{4/3} \times H_p}$$

De cumplirse que H_m y Q_m sean menores a 40m y $0.4\text{m}^3/\text{s}$ respectivamente, se procede a calcular las RPM (n_m):

$$\text{Ec. 8.7c} \quad \underline{n_m = (D_p / D_m)^{5/3} \times n_p}$$

Siempre que n_m no sea muy grande ($n_m > 1500\text{RPM}$), los parámetros calculados serán los recomendados.

Paso 6) Para el caso 2 y 4 o en caso que no se resuelva el caso 3 con los pasos anteriores:

Se reduce el diámetro y la potencia propuestas inicialmente:

Se calculan los nuevos parámetros Q_m y H_m :

$$\text{Ec. 8.8a} \quad \underline{Q_m = (D_m / D_p)^2 \times (n_m / n_p)^2 \times Q_p}$$

$$\text{Ec. 8.8b} \quad \underline{H_m = (P_m / P_p)^{2/3} \times (D_p / D_m)^{4/3} \times H_p}$$

Si Q_m y H_m son menores que los admisibles por el BPTH, entonces se calcula las RPM de modelo. (n_m). De no cumplirse que Q_m ó H_m sean menores que $0.4\text{m}^3/\text{s}$ y 40m respectivamente. Se vuelve a reducir la potencia hasta que el caudal y la altura estén considerablemente por debajo los soportados por el sistema de simulación. Luego estos serán los parámetros recomendados para el modelo.

8.2 Procedimiento práctico de arranque y operación del del sistema de simulación del BPTH

Una vez instalada la TH es tiempo de la puesta en marcha del sistema de simulación. El sistema de simulación esta compuesto por el sistema de bombeo descrito en el capítulo IV, y como se explica en ese capítulo el sistema tiene varias formas de operación, que desde luego tendrá varias formas de arranque y operación.

Independientemente de la forma que se opere el BPTH, en el momento de arranque de las bombas, la válvula de estrangulación (VE) debe estar completamente cerrada (ver fig. 4.1) y las bombas deben estar cebadas, sobre todo la que entrará en operación. Además de encender los display y la unidad de control.

Operación simple a velocidad nominal: en el arranque la válvula de cierre uno debe estar completamente abierta, la válvula de cierre cuatro, debe estar cerrada al igual que la de estrangulación. A continuación se revisa que el interruptor principal del motor dos este en la posición de encendido, se presiona el pulsador dos, y se espera el tiempo reglamentario de arranque 30 seg aprox, A continuación se abre la válvula de estrangulación poco a poco. La válvula se abrirá dependiendo del caudal que se quiera tener para la primera medida, en el momento de alcanzar ese caudal, se deja de abrir la válvula, y se continua con el resto de las mediciones moviendo esta válvula a varias posiciones.

Operación simple a velocidad variable: en este caso las válvulas que deben estar cerradas al momento del encendido, son las válvulas de cierre 3 y la de estrangulación. Se enciende el variador de frecuencia. A continuación se coloca baja frecuencia en la perilla selectora del variador, se conecta el paso de corriente hacia el motor, y poco a poco se sube la frecuencia hasta los 60 Hz, a continuación se abre la válvula de estrangulación como en el caso anterior.

Operación Paralelo: En este caso se tienen cerradas las válvulas de estrangulación y las válvulas de cierre 3 y 4. Primero se enciende la bomba uno mediante el paso descrito en el caso anterior, luego se enciende la bomba 2 igual que el primer caso, a continuación se abre completamente la válvula de cierre cuatro, y luego la válvula de estrangulación.

Operación Serie: En el momento de encendido se deben tener cerradas las válvulas de cierre uno tres y cuatro, además de la válvula de estrangulación. Se enciende la bomba uno, con procedimiento descrito en el segundo caso. Se abre la válvula 3 y luego la 4, a continuación se enciende la bomba 3 similar al caso uno con la bomba 2, finalmente se abre la válvula de estrangulación.

Cuando se desee realizar un ensayo de pruebas se debe tener en cuenta la configuración de operación de bombeo a utilizar, a modo ilustrativo se muestra la tabla siguiente, la cual indica los rangos de caudal y altura neta que se pueden obtener en cada caso, tanto para la turbina como el del sistema de bombeo.

Tabla 8.1 Rangos de caudal y Altura de carga estimados que puede entregar el BPTH de acuerdo al tipo de operación.

Tipo de operación	Qmin (m ³ /s)	Qmax (m ³ /s)	Hns min(m)	Hns max(m)
Operación simple	0,05	0,2	Ajustable	27,5
Velocidad Nom.	0,096	0,2	18	29
Operación simple	0,05	0,2	Ajustable	27,5; 19,3 _D
Velocidad Var.	0,081	0,2 ; 0,17 _D	18; 13 _D	29; 20,8 _D
Operación	0,05 _C	0,4	Ajustable	25
Paralelo.	0,0192	0,4	18	29
Operación	0,05	0,2	Ajustable	43; 54 _P
Serie.	0,096	0,2	36	48; 58 _P

Los valores del sistema de bombeo se indican en la segunda fila de cada fila valga la redundancia, y los que se pueden enviar hacia la turbina están en la primera fila.

c Indica que se logra ese caudal si el sistema de flujo controlado lo permite; d

Indica cuando el sistema trabaja únicamente con velocidad de la bomba 1000

RPM; p Solo cuando se trabaja con modelos de turbinas hidráulicas Pelton.

Conclusiones

- Se establecieron los rangos de los parámetros que puede manejar el Banco de pruebas.
- Se logro la ubicación del freno dinamométrico en la posición tal que permita el montaje de turbinas hidráulicas Michell-Banki, para los modelo mas desfavorable que se puedan probar en este banco de pruebas, logrando así evitar cambios inusuales en los sistema que preceden al rodete.
- Se realizó una ubicación optimizada y cómoda del resto de los elementos de medición y lectura de las variables del banco de pruebas, para una instalación y desmontaje racional de los equipos e instrumentos.
- Se realizó un procedimiento que permite calcular las variables principales de un modelo, en función de las variables principales del prototipo para que los equipos de medición funcionen correctamente, principalmente el freno dinamométrico.
- Se efectuó la selección de los equipos que integran el banco de pruebas, considerando los parámetros, las especificaciones y los detalles de aplicación para obtener un funcionamiento óptimo.
- El sistema de instrumentación propuesto tiene las características para cumplir las necesidades específicas y la tecnología adecuada para probar racionalmente los modelos de turbina.

Recomendaciones

- El freno dinamométrico fue elegido por las razones expuestas en el trabajo, se recomienda hacer una revisión técnica al mismo antes de ponerlo en funcionamiento.
- No es necesario la elección exacta del modelo de la base propuesta para el freno, ya que algunas medidas fueron arbitrarias, por lo cual se recomienda que se modifiquen tales medidas para la mejor facilidad de construcción que se adapte a los intereses de la empresa.
- Las tuberías de agua de refrigeración del freno no necesariamente tienen que ser de acero o PVC, si la empresa dispone de suficientes mangueras del diámetro mencionado se recomienda usar las mismas para mejor comodidad de instalación, pero se debe tener en cuenta que las mismas deben ser cambiada cada cierto tiempo.
- La potencia de la bomba de refrigeración del freno dinamométrico puede ser mayor a los .52 HP expuestos en el trabajo, se recomienda usar bombas sencillas estandarizadas, por ejemplo 1HP, 2/3HP, 1 1/2HP, etc. Claro se debe tener en cuenta que la presión en la entrada del freno dinamométrico no exceda los 4 bar y que cumplan con el caudal, aunque en los casos en que sea muy alta la presión, esto se soluciona estrangulando el fluido con la válvula a la salida de la bomba.
- Se recomienda utilizar otros catálogos de transductores de presión, para buscar otras alternativas de elección de tales equipos.

- Puesto que el variador de frecuencia es muy antiguo, los repuestos del mismo son escasos en la actualidad, por lo cual se recomienda realizar una inspección técnica en el mismo por gente especializada, a fin de ver si vale la pena ponerlo en funcionamiento por algunos años, de no ser así, será necesario hacer la adquisición de otro si se quiere operar el BPTH de la forma establecida inicialmente.
- Se recomienda tomar en consideración el procedimiento descrito en el capítulo VIII, para calcular los parámetros principales del modelo de turbina hidráulica, en caso de que se trate de turbina Michell-Banki.
- Es necesario la revisión de las conexiones en las borneras de los motores, para estar seguro de las conexiones expuestas en el trabajo.
- Se recomienda usar el BPTH para ensayar modelos de turbinas Pelton, ya que su configuración permite que la TH Pelton de eje horizontal se puedan adaptar sin los problemas que se podrían presentar por estar fijo el eje del freno. Además de poder probarse los modelos para grandes alturas, sin existir problemas por el área de salida del distribuidor.
- Se debe tomar en cuenta que, de ensayar una TH Pelton, la altura máxima neta a la entrada del rodete puede ser mayor a la propuesta en este trabajo para TH-MB (43m max), en este caso se puede hablar de alturas neta a la entrada del distribuidor de hasta 54m, los instrumentos seleccionados resisten tales condiciones pero se debe hacer un estudio de perdidas de carga para obtener buenas mediciones.

- Para el caso que se plantee realizar pruebas a turbinas hidráulicas Francis de eje horizontal e inclusive turbinas Pelton, se debe verificar que las RPM a operar durante las pruebas estén dentro del rango permitido para los valores de potencia al eje del freno dinamométrico.
- Cuando se trabaje con la modalidad de flujo controlado, se recomienda tener mucho cuidado, ya que el caudal que maneja el sistema de bombeo en esas condiciones no es el mismo que se obtiene en la medición del tubo Venturi, pudiéndose entonces estar operando las bombas en rangos de no estabilidad. Por tal motivo se recomienda buscar una manera para medir la presión en la salida de cada una de las bombas, con el fin de estar seguro de la buena operación del sistema de bombeo.
- Se recomienda planear una instalación eléctrica con la suficiente capacidad para suplir la energía requerida por el conjunto de equipos del banco de Pruebas para turbinas hidráulicas.
- La energía eléctrica que alimentaría toda la instalación del Banco de Pruebas se puede obtener del conjunto de transformadores de voltaje que se encuentra afuera del Laboratorio de Microcentrales.
- Para proteger el sistema se debe colocar un tablero de alimentación de voltaje para sacar los puntos de barra para los motores, el freno Dinamométrico y el Variador de Frecuencia.
- Se deben seguir las normas generales de instalación del freno en la base o fundación de soporte. El fabricante establece que los tornillos sujetadores del freno debe apretarse con procedimiento específico.

- El conducto de agua a la salida de freno del dinamométrico debe estar colocado con suficiente caída hacia el pozo del laboratorio para evitar el reflujó en el tanque colector.
- Antes de la conexión del freno, la tubería tiene que estar cuidadosamente acondicionada para remover partículas.
- El servicio de las Partes de la conexión del prototipo o modelo de ensayo, se deben usar los acoplamientos de doble cardan. Debe efectuarse un alineamiento preciso. El desplazamiento axial relativo al eje modelo de ensayo y el eje del freno no debe ser excedido.
- Todas las partes conectadas a los acoplamientos, discos intermedios, ruedas, disco del freno deben ser balanceadas. La velocidad límite depende de la velocidad de operación.
- Para una fase posterior del proyecto Banco de Pruebas se recomienda hacer el diseño de los mecanismo de regulación que requeriría el modelo de turbina.

Bibliografía

- ASME, MFC-3M-1989. Measurement of fluid flow in pipes using orifice, nozzle and Venturi tubes. USA, 1989. 61 p.
- Avallone, Eugene y Baumeister III, Theodore. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. McGraw-Hill, 3ra Ed. Mexico, 1995. 805p.
- AWWA C207-86. AWWA STANDARD, Steel Pipe Flanges for Waterworks Service. Denver, 1986. 18 p.
- Bastardo C, Rafael. Construcción y puesta en marcha de un Banco de Pruebas para una Bomba de Flujo Bifásico. Tesis de Grado, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ing. Mecánica. Caracas, 1999. 97 p.
- British Standard Institution. Measurement of fluid flow in pipes. UK,1964. 222 p.
- Castillo, Rafael y Rizo María. Rediseño, Puesta en Marcha y Calibración de Banco de Pruebas para Ventiladores Centrífugos. Tesis de Grado, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ing. Mecánica. Caracas, 1995.
- Colomine G., Nuñez R. Ingeniería de Detalle del Banco de Pruebas para Microcentrales Hidroeléctricas. Tesis de Grado, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ing. Mecánica. Caracas, 2000. 152p.
- Creus, Antonio. Instrumentos Industriales, su Ajuste y Calibración. Boixareu Editores. España,1982. 221 p.
- Creus, Antonio. Instrumentación Industrial. Boixareu Editores. 6ª Edición. España, 1998. 750 p.
- Considine, D y Ross,S.D. Manual de Instrumentación Aplicada. Editores CECSA. México, 1971. 696 p.
- EDELCA 30 AÑOS. Revista CVG Electrificación del Caroní C,A. Editada por la Gerencia de Relaciones Institucionales. Caracas, 1993.
- Fox, R., McDonald A. Introducción a la Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill. 2ª Edición. Mexico, 1995.

- Galantón, A., Iriza, A. Estudio Hidrodinámico Diseño y Construcción de una Turbina Hidráulica Banki. Tesis de Grado, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ing. Mecánica. Caracas, 1987. 145 p.
- Golding, E. Electrical Measurement and Measurement Instruments. Editorial Pitman & Sons. UK, 1993.
- Hudson, Ralf. Manual del Ingeniero. Editorial Limusa, S.A. México, 1981.358 p.
- Installation Manual FLOWSTAR ABB drives. ABB Catalogue Standard Drives Division. USA, 1989.
- Instruction Manual. Eddy-Current Dynamometer Schenck W 130 with Control System(serie 2000 D/W). CARL SCHENCK AG. Germany, 1990.
- Liptok, Béla y Venczel, Kriszta. Instrument Engineer Handbook. Chillon Book Company. UK, 1990.
- Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Volumen 1. OLADE. Perú, 1990.
- Manual Himmelstein System 6. Sistema Instrumental Modular. EDELCA, Dpto de Microcentrales. Puerto Ordaz, 1990.
- Manzano, Francisco. Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas Centrífugas. Tesis de Grado, UCV. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ing. Mecánica. Caracas,1994.
- Mata, Miguel. Minicentrales Hidroeléctricas: Una Nueva Óptica Energética. C.V.G. Electrificación del Caroní C.A.- EDELCA. Caracas,1981. 95 p.
- Mataix, Claudio. Turbomáquinas Hidráulicas. Editorial I.C.A.I. Madrid, 1985. 1382 p.
- Méndez, Manuel Vicente. Tuberías a Presión en los Sistemas de Abastecimiento de Agua. Universidad Católica Andrés Bello, Fundación Polar-UCAB. Facultad de Ingeniería. Caracas, 1995. 310 p.
- Miller, Richard. Flow measurement Engineering Handbook. McGraw-Hill. USA, 1996.

- Norma para Tubos Venturi ISO 5167-1:1991.
- Normas para Turbinas COVENIN 99877.
- Rosaler, Robert y Rice, James. Manual de Mantenimiento Industrial. Vol I al Vol V. McGraw-Hill. México, 1987.
- Shigley, J y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica. McGraw- Hill. 4ta edición. México, 1996. 883 p.
- Soisson, Harold. Instrumentación Industrial. Editorial Limusa.
- SULZER. Revista técnica Volumen 3 y 4. Edición Española, 1982.
- WIKA Instrument corporation. Products Catalogue 2000. [http:// www. wika.com](http://www.wika.com).